

Juuso Reinikka

Moottorin hyötysuhteen tutkiminen vapaastihengittävänä sekä mekaanisesti ahdettuna

Metropolia Ammattikorkeakoulu
Insinööri (AMK)
Auto- ja kuljetustekniikka
Insinöörityö
Päivämäärä 28.9.2012

Tekijä Otsikko Sivumäärä Aika	Juuso Reinikka Moottorin hyötysuhteen tutkiminen vapaastihengittävänä sekä mekaanisesti ahdettuna 49 sivua + 4 liitettä 28.9.2012
Tutkinto	Insinööri (AMK)
Koulutusohjelma	Auto- ja kuljetustekniikka
Suuntautumisvaihtoehto	Tuotetekniikka
Ohjaaja	Lehtori Heikki Parviainen, Metropolia Ammattikorkeakoulu
<p>Tämän työn tarkoituksena oli tutkia nykyaikaisen 4-tahtimoottorin hyötysuhdetta vapaastihengittävänä sekä mekaanisesti ahdettuna. Kohteena oli Kawasaki ZX-10R -moottoripyörän 4-sylinterinen imusarjasuihkutteinen 1000-kuutiainen moottori, johon opinnäytetyön aikana liitettiin ahdin. Mittaukset suoritettiin jarrudynamometrissä.</p> <p>Opinnäytetyössä tarkastellaan polttoaineen ominaiskulutuksen käyttäytymistä eri kuormitustilanteissa sekä sen vaikutusta kokonaishyötysuhteeseen. Työssä tutkitaan mekaanisen ahtamisen todelliset hyödyt ja haitat energiatalouden kannalta ja pyritään löytämään mahdolliset kokonaishyötysuhteen muutokset moottorissa lähtökohtana ilman ahtamiseen kulunut energia.</p> <p>Työhön kuului moottoripyörän mittaaminen jarrudynamometrissä vapaastihengittävänä, mekaanisesti ahdettuna sekä mekaanisen ahtimen sovittaminen moottoriin. Tutkimustuloksista ilmenevät polttoaineen ominaiskulutuksen keskinäiset vaihtelut vapaastihengittävän ja mekaanisesti ahdetun välillä sekä kokonaishyötysuhteen muutokset, sillä ominaiskulutus on kääntäen verrannollinen moottorin kokonaishyötysuhteeseen. Mittaukset osoittivat, että mekaaninen ahdin laskee moottorin kokonaishyötysuhdetta alhaisilla sekä korkeilla kierroksilla, mutta nostaa sitä keskikierrosalueella.</p> <p>Työn päätyttyä moottori(pyörä) on täysin käyttövalmis halutuissa säädöissä. Järjestelmään on mahdollista kytkeä jälkikäteen erilaisia diagnostiikkalaitteita, joiden kautta voidaan edelleen tutkia ja parantaa moottorin hyötysuhdetta.</p>	
Avainsanat	Moottorin hyötysuhde, polttoaineen ominaiskulutus, mekaaninen ahtaminen

Author Title Number of Pages Date	Juuso Reinikka A Study on the Operating Efficiency of a Naturally Aspirated and Supercharged Engine 49 pages + 4 appendices 28 September 2012
Degree	Bachelor of Engineering
Degree Programme	Automotive Engineering
Specialisation option	Automotive Design Engineering
Instructor	Heikki Parviainen, Principal Lecturer, Helsinki Metropolia University of Applied Sciences
<p>The purpose of this Bachelor's thesis was to study the efficiency of a modern 4-stroke engine as naturally aspirated and supercharged. A four-cylinder intake manifold-injected 1000-cc engine of a Kawasaki ZX-10R motorcycle was rebuilt with a supercharger during this study. All the test cycles were run at the motorcycle brake dynamometer of the Viaber Oy.</p> <p>Brake specific fuel consumption was studied at different engine load percentages as well as its effect on the overall efficiency. Also supercharging and its benefits and harms from the point of view of energy economy were studied. The starting point was how much energy is spent for charging the air, and what kind of influence it has on the overall efficiency.</p> <p>The project included the motorcycle measurements at the braking dynamometer as naturally aspirated and supercharged, and building the engine with the supercharger. The results of the study show variations in the brake specific fuel consumption between the naturally aspirated and the supercharged engine. They also show changes in overall efficiency, because brake specific fuel consumption is inversely proportional to overall efficiency. The measurements indicated that the supercharger brings down the engine overall efficiency at low and high revolution-per-minute ranges, but raises the overall efficiency at middle revolution range.</p> <p>As a result of this thesis, the motorcycle is ready for use with the required and desired settings. It is possible to attach auxiliary diagnostics to the bike afterwards and to develop the efficiency even further.</p>	
Keywords	Motor efficiency, brake specific fuel consumption, supercharging

Sisällys

Lyhenteet

1	Johdanto	1
2	Ottomoottorin hyötysuhde	2
2.1	Mekaaninen hyötysuhde	2
2.2	Volymetrinen hyötysuhde	3
2.3	Kaasujen tilanmuutokset pV-tasossa	5
2.3.1	Isoterminen tilanmuutos	5
2.3.2	Isobaarinen tilanmuutos	6
2.3.3	Isokorinen tilanmuutos	7
2.4	Carnot-prosessi	7
2.5	Terminen hyötysuhde	9
2.6	Isentrooppinen hyötysuhde (palautuva adiabaattinen)	10
2.7	Todellinen Otto-prosessi	13
2.7.1	Prosessin kuvaus nelitahtimoottorilla	15
2.7.2	Huomioita imutahdin aikana	15
2.7.3	Huomioita puristustahdin aikana	15
2.7.4	Huomioita työtahdin aikana	15
2.7.5	Huomioita poistotahdin aikana	16
3	Polttomoottorin ominaiskulutus	16
3.1	Ottomoottorin ominaiskulutus	16
3.2	Ottomoottorin hyötysuhteesta sekä sen parantamisesta	18
3.2.1	Puristussuhteen korottaminen	20
3.2.2	Palamisen nopeuttaminen	20
3.2.3	Jäähdytyksen vähentäminen	20
3.2.4	Mekaanisen hyötysuhteen parantaminen	21
3.2.5	Pakokaasujen hyödyntäminen	21
4	Mekaaninen ahtaminen	21
4.1	Erilaisia mekaanisia ahtimia	21
4.1.1	Comprex-ahdin	21
4.1.2	Roots-ahdin	22

4.1.3	G-ahdin	23
4.1.4	Ruuviahdin	24
4.1.5	Keskipakopuhallin	25
4.2	Keskipakopuhaltimen voimantuotto	26
4.3	Keskipakopuhaltimen häviöt lämmöksi ja virtausvastukseksi	27
4.4	Jäähdytys	27
5	Suunnittelu, rakentaminen sekä mittaukset	27
5.1	Tavoitteet	27
5.2	Lähtökohdat	27
5.2.1	Moottori	28
5.2.2	Osat	28
5.2.3	Rotrex C15-60	30
5.3	Rakentaminen	31
5.3.1	Vanha imupuoli	31
5.3.2	Uusi imupuoli	34
5.3.3	Sylinterin kansi	36
5.3.4	Polttoaineensyöttö	40
5.4	Mittaukset	40
5.4.1	Mittausvälineistö	41
5.4.2	Mittausten alkutilanne	41
5.4.3	Mittausten toimintatavat sekä tulosdata	41
5.5	Mittausten analysointi	44
5.5.1	Tulokset ennen ahtamista	45
5.5.2	Tulokset ahtamisen jälkeen	46
6	Yhteenveto	47
	Lähteet	49
	Liitteet	
	Liite 1. Jarrudynamometri mittaus ennen ahtamista	
	Liite 2. Jarrudynamometri mittaus ennen ahtamista 2	
	Liite 3. Jarrudynamometri mittaus ahtamisen jälkeen	
	Liite 4. Jarrudynamometri mittaus ahtamisen jälkeen 2	

Lyhenteet

rpm revolution per minute, moottorin pyörimisnopeus kierrosta minuutissa

A/F-ratio Air-fuel ratio, ilma-bensa seossuhde

hp horsepower, hevosvoima

bsfc brake specific fuel consumption, polttoaineen ominaiskulutus

1 Johdanto

Moottorin hyötysuhteesta puhuttaessa puhutaan yleensä kokonaishyötysuhteesta. Kokonaishyötysuhde on mekaanisen hyötysuhteen, termisen hyötysuhteen ja hyvyyssuhteen tulo sekä näiden kaikkien funktio. Mekaaninen hyötysuhde koostuu moottorin kitkahäviöistä laakereilla sekä muilla liukupinnoilla. Terminen hyötysuhde kuvaa palotilan kaasunvaihdon tehokkuutta; usein verrataan ns. ihanne Carnot-prosessiin, jossa lämmönviennin osalta ei tapahdu tehohäviöitä. Diesel moottoreissa termistä hyötysuhdetta kutsutaan usein ruiskutussuhteeksi. Hyvyyssuhteeseen vaikuttavat mm. lämpöhäviöt mekaanisten rakenteiden kautta jäähdytysnesteeseen sekä ympäröivään ilmaan. Kokonaishyötysuhteeseen liittyvä volymetrinen hyötysuhde kuvaa palotilan täytösastetta. Volymetrinen hyötysuhde ottomoottorissa rajoittaa kaasuläppä – diesel moottorissa kaasuläppää ei ole, josta johtuu jatkuva maksimaalinen volymetrinen hyötysuhde.

Mekaaninen ahtaminen tapahtuu ottamalla ”tubiinipuolelle” voima jostain kohtaa moottoria; yleensä kampiakselilta. Tämä voima pyörittää ratastusten tai planeettapyörästä välityksellä kompressoripuolta, joka ahtaa ilmaa kohti imusarjaa. Oleellisina eroina turboahtamiseen voimanotto, huonompi kokonaishyötysuhde sekä ahtimen nopeampi herääminen.

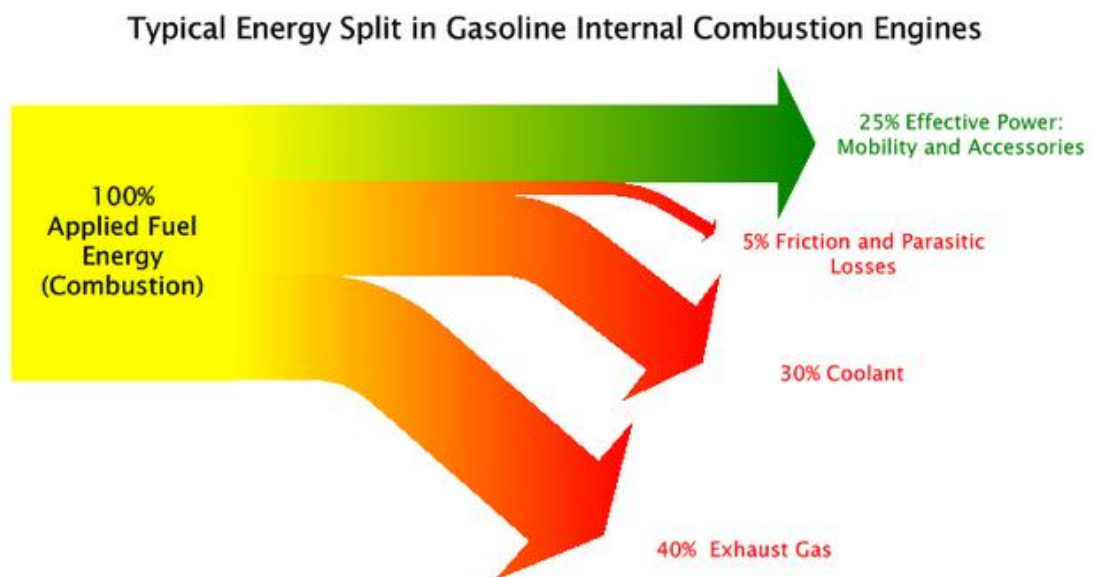
Tämän insinööritöiden tavoitteena on perehtyä ottomoottorin polttoaineen ominaiskulutukseen ja sitä kautta sen hyötysuhteeseen. Polttoaineen ominaiskulutusta tarkkaillaan sekä vapaastihengittävänä että mekaanisesti ahdettuna. Työn aikana tehdyt mittaukset suoritetaan jarrudynamometrissä eri kuormitusasteilla, jonka perusteella selvitetään hyötysuhteen käyttäytymisen erot vapaastihengittävän sekä mekaanisesti ahdetun moottorin välillä. Työn aikana Kawasakin ZX-10R imusarjasuihkutteiseen 1000-kuutioiseen 4-tahtimoottoriin yhdistetään ulkoinen ilmapumppu – hammashihnan välityksellä pyörivä ahdin, joka saa voimansa kampiakselilta.

Ennen uudelleenrakennusvaihetta moottoria mitataan jarrudynamometrissä, jotta saadaan vertailuarvot vapaastihengittävälle moottorille. Toinen mittausperiodi

suoritetaan ehdettuna; mekaanisen ahtimen liitäntöjen suunnittelun sekä siihen liittyvien apulaitteiden valmistumisen jälkeen.

2 Ottomoottorin hyötysuhde

Tyypillisen ottomoottorin ottamasta polttoaine-energiasta pystytään hyödyntämään vain murto-osa (kuva 1) (esim. kuvassa hyötysuhde vain noin 25 %), kun taas sähkömoottorien hyötysuhde on usein yli 90 %. Ottomoottorissa energiaa menetetään jäähdytykseen, kitkojen voittamiseen sekä pakokaasujen mukana ilmaan.

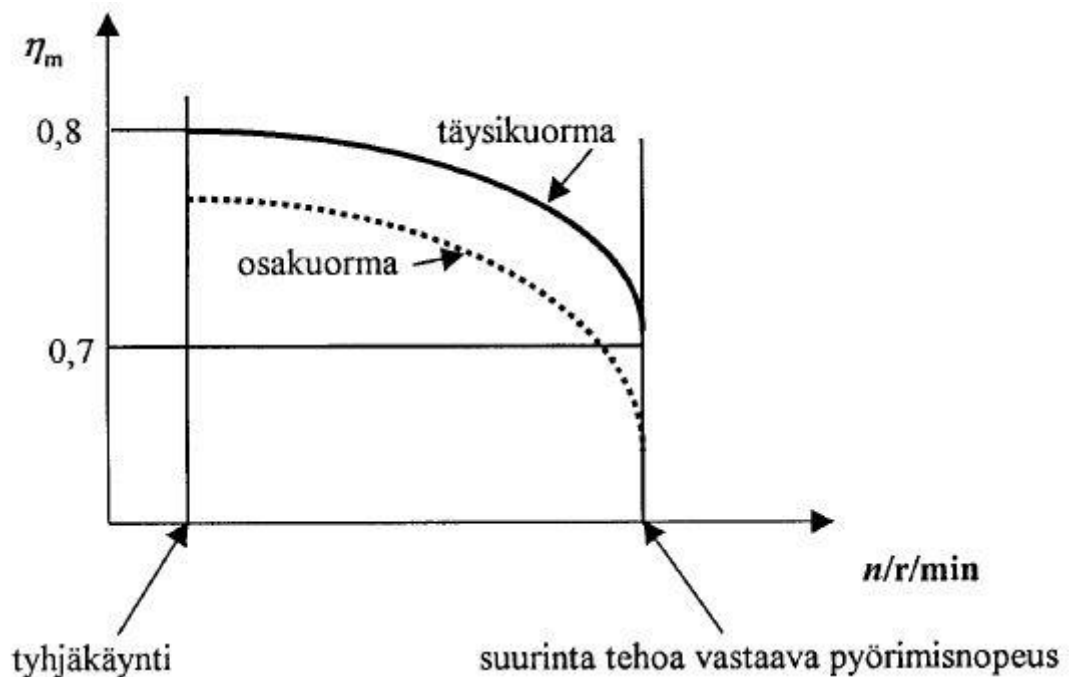


Kuva 1. Otto-moottorin energiankulutus jaettuna osakomponentteihin (4).

2.1 Mekaaninen hyötysuhde

Mäntään siirtyneestä tehosta saadaan ulos kampiakselilta akselitehona vain osa, joka määräytyy mekaanisen hyötysuhteen avulla. Mekaaninen hyötysuhde laskee pyörimisnopeuden noustessa ja on suoraan verrannollinen moottorin pyörimisnopeuteen (kuva 2). Yleensä polttomoottoreissa käytetään liukulaakereita kitkan vähentämiseksi ja mekaanisen hyötysuhteen parantamiseksi. Myös laakeriin kohdistuva voima on suoraan verrannollinen pyörimisnopeuteen – tästä syystä

vaadittava teho kasvaa myös nopeuden toisessa potenssissa, sama pätee myös esim. männän liukumiseen sylinterissä. (1, s. 153.)



Kuva 2. Moottorin hyötysuhteen käyttäytyminen suhteessa kierrosnopeuteen (1, s. 153).

Polttomoottoreissa mekaanisiksi häviöiksi lasketaan käytännössä vain edestakaisten massojen liike, kaasuvoimien jäädessä hyvin pieniksi. Tästä syystä otto-moottorin hyötysuhde laskee osakuormilla (1, s. 153).

2.2 Volymetrinen hyötysuhde

Volymetrinen hyötysuhde kuvaa moottorin imemän ilman täytösastetta suhteessa puristustilavuuteen ja iskutilavuuteen. Ilman massasta johtuvan hitausmomentin takia volymetrinen hyötysuhde voi vain harvoin olla yli 100 % alhaisilla kierrosnopeuksilla.

Hyvin mitoitettut painekotelo eli plenumi ja imutorvet eli runnerit auttavat volymetrisen hyötysuhteen parantamisessa. Lyhyillä runnereilla saavutetaan korkeilla kierrosnopeuksilla sopiva resonanssitaajuus (jossa runnerin takaosasta takaisin palaava paineaalto ahtaa ilmaa takaisin moottoriin), pitkillä taas saavutetaan alhaisimmille kierroksille enemmän täytöstä. Runnerien mitoituksessa pyritään löytämään sopiva kompromissi alaväännön sekä ylätehon kesken.

Seuraavalla kaavalla voidaan arvioida moottorin volymetristä hyötysuhdetta. Ilman massavirraksi voidaan ottaa ahdetulla moottorilla ahtimen teoreettinen ilman massavirran maksimiarvo (5, s. 19).

$$n_v = \frac{60m_i}{N^* \cdot V_d \cdot \rho_i} * 100\%$$

m_i = ilman massavirta, joka menee venttiilien läpi $\left[\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right]$

$N^* = \frac{N}{2}$ nelitahtisille moottoreille, N kaksitahtisille

N = Moottorin kierrosnopeus $[\text{min}^{-1}]$

V_d = Moottorin iskutilavuus

ρ_i = Ilmantiheys moottorille tulevassa ilmassa $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$

Otetaan karkeana esimerkkinä insinöörityössä tutkittavan moottorin volymetrisen hyötysuhteen arviointi:

$$m_i = 0.18 \frac{\text{kg}}{\text{s}} (\text{ahtimen maksimivirtaus})$$

$$N^* = \frac{12000}{2} = 6000 \text{ min}^{-1}$$

$$N = 12000 [\text{min}^{-1}]$$

$$V_d = 0.000998 \text{ m}^3$$

$$\rho_i = 1.14 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \text{ (20 astetta celciusta)}$$

$$n_v = \frac{\left[60 * 0.18 \frac{\text{kg}}{\text{s}}\right]}{\left[6000 * 0.000998 * 1.14 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]} * 100\%$$

$$n_v = 158\%$$

Tähän tulokseen vaikuttaa volymetrinen hyötysuhteen nostaminen ahtimen avulla, minkä vuoksi teoreettinen volymetrinen hyötysuhde voi olla näinkin korkea. Todellisuudessa ilman lämpötila kasvaa ahdettaessa (tiheys pienenee – vähemmän happea), mistä johtuu huonompi sylintereiden täytös. Ahtoputkistoissa ilmenee myös voimakasta pyörteilyä ja kitkahäviöt kasvavat suureksi.

2.3 Kaasujen tilanmuutokset pV-tasossa

Suljetussa tilassa olevan kaasun tilaa voidaan kuvata kolmella muuttujalla: tilavuus V , paine p (absoluuttinen) ja lämpötila T (Kelvineitä). Käytännössä enintään yksi näistä voi pysyä vakiona kerrallaan erilaisissa muutostapahtumissa, jolloin rajatun alueen läpi viedään tai tuodaan (lämpö)energiaa, mekaanista tai sähköenergiaa, tilavuutta muutetaan (pelkästään tai muiden muutosten lisäksi) (1, s. 13).

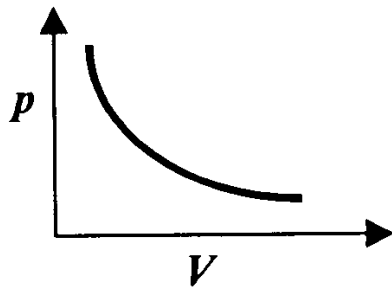
Tilanmuutosten kolme erikoistapausta ovat isoterminen, isobaarinen ja isokorinen tilanmuutos. Jokainen erikoistapaus saadaan aikaan, kun pidetään yhtä suureista kerrallaan vakiona.

2.3.1 Isoterminen tilanmuutos

Lämpötila pysyy vakiona, mutta paine ja tilavuus muuttuvat Boyle–Mariotten lain (kuva 3) mukaan seuraavasti:

$$p_1 V_1 = p_2 V_2$$

Kuvaajasta (kuva 3) huomataan, että alku- ja lopputilan tulo pV on vakio. Jos kysymys olisi kaasun puristamisesta sylinterissä, tulisi palotilan seinämiä jäähdyttää, ettei lämpötila nousisi liikaa männän aiheuttaman puristustyön takia. Jäähdytyksellä poistettavan lämpöenergiamäärän on oltava samansuuruinen kuin puristamiseen käytetty mekaaninen työ. (1, s. 13.)



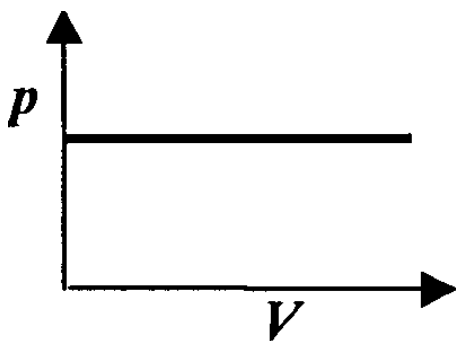
Kuva 3. Boyle-Mariotten laki (1, s. 13).

2.3.2 Isobaarinen tilanmuutos

Tapahtumassa paine p pysyy vakiona ja lämpötila T ja tilavuus V muuttuvat (kuva 4) seuraavasti:

$$V_1/T_1 = V_2/T_2$$

Toisin sanoen V/T on vakio. Otetaan esimerkiksi pystysuora sylinteri, jossa kitkaton mäntä aiheuttaa sisällä olevaan kaasuseokseen vakiopaineen. Sylinterissä olevan kaasun lämpötilan muutokset johtavat männän liikkeisiin ylöspäin ja vastaavasti alaspäin lämpötilan muuttuessa (kuva 4).



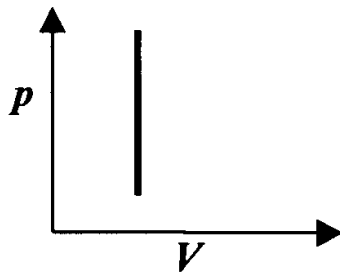
Kuva 4. Isobaarinen tilanmuutos (1, s. 14).

2.3.3 Isokorinen tilanmuutos

Isokorisessa tilanmuutoksessa tilavuus V pysyy vakiona ja paine p ja lämpötila T muuttuvat (kuva 5.) seuraavasti:

$$p_1/T_1 = p_2/T_2$$

Toisin sanoen jako p/T on vakio. Otto-moottoreissa palaminen puristustilassa tapahtuu niin nopeasti, että sen voidaan olettaa tapahtuvan vakiotilavuudessa. Palamisrintaman nopeus on n. 30 m/s. Palamiseen osallistuvasta polttoaineen lämpöenergian tuonnista sekä puristustilassa olevan kaasun massan ominaislämmöstä voidaan laskea lämpötilan nousu. Palamisen loppupaine lasketaan siten em. yhtälöllä. Näin päätelty sekä laskettu tulos poikkeaa käytännön mittaustuloksista, koska palaminen todellisuudessa alkaa ennen yläkuoloa ja päättyy sen jälkeen moottorin kunnollisen toiminnan takia. (1, s.15.)



Kuva 5. Isokorinen tilanmuutos (1, s. 15).

2.4 Carnot-prosessi

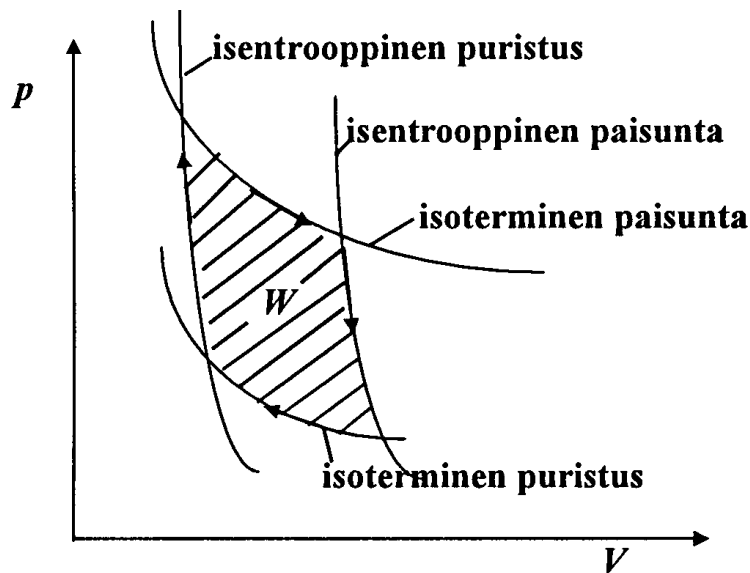
Vuonna 1824 Sadi Carnot esitti nimeään kantavan prosessin, jossa saadaan polttoaineen kemiallisesta energiasta mahdollisimman paljon mekaanista energiaa hyödyksi. Carnot-prosessia käytetään vain vertailukohteena tänäkin päivänä, koska sitä on käytännössä mahdotonta toteuttaa. (1, s. 20.)

Prosessi koostuu isentrooppisesta puristuksesta sekä paisunnasta että isotermisestä paisunnasta ja puristuksesta (kuva 6). Prosessi alkaa isotermisellä puristuksella, jossa puristettavan kaasun lämpötila ei vaihdu; toisinsanoen lämpöenergia siirtyy palotilasta väliaineen kautta – paine sekä tilavuus vaihtuvat, alin mahdollinen lämpötila, josta seurauksena vähimmäismäärä työtä. Tilanne jatkuu isentrooppisena (aineessa ei

tapahdu pyörteilyä, se on eristetty eikä lämmönvientiä tapahdu ja kaikki puristukseen käytetty energia saadaan täysimääräisenä takaisin, palautuva adiabaattinen tilanmuutos). Kun on saavutettu lämmönviennin haluttu lämpötila, tuodaan työaineeseen lämpöenergiaa paisunnan aikana lämpötilan pysyessä vakiona – lämpötila tuodaan sylinterin seinien lävitse taikka polttoaine palaa työaineessa olevan hapen avulla. Tilavuus sekä paine muuttuvat. (1, s. 20–22.)

Isentrooppinen puristus ympäristön lämpötilasta suurimpaan mahdolliseen lämpötilaan kuluttaa täsmälleen saman mekaanisen työn, joka saadaan isentrooppisesta paisunnasta välillä lämmönviennin lämpötila (suurin mahdollinen lämpötila) ja lämmönpoistolämpötila (alin mahdollinen lämpötila), kun työaineena on ideaalikaasu. (1, s. 21.)

Kiertoprosessin onnistuessa tulee isoterminen paisunnan ja puristuksen ns. painesuhteiden olla yhtä suuria. Puristuksessa painesuhde on loppupaine jaettuna alkupaineella ja paisunnassa päinvastoin. Painesuhde lasketaan absoluuttisilla paineilla. (1, s. 21.)



Kuva 6. Teoreettinen kiertoprosessi (Carnot) (1, s. 16).

2.5 Terminen hyötysuhde

Teoreettisesta termisestä hyötysuhteesta käytetään nimitystä Carnot-ihanneprosessin hyötysuhde. Carnot-prosessin yhtälöä johdettaessa huomataan, että sen sisältämät isentrooppiset sekä isotermiset puristukset johtavat siihen, että hyötysuhde on ainoastaan riippuvainen lämmönviennin sekä poiston aikana vallitsevista lämpötiloista (1, s. 22). Seuraavassa kaavan johtamisessa selvitetään, kuinka tähän päädytään.

Olkoon lämmönviennin lämpötila T_1 , painesuhde π ja lämmönpoiston lämpötila T_p , työkiertoon osallistuvan kaasun massa m ja R_n on työainekohtainen ominaiskaasuvakio - esim. ilmalle $R_n = 0,287 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$.

Tunnetusti isotermisen paisunnan periodina viety lämpöenergiämäärä on

$$Q_1 = mR_nT_1 \ln \pi$$

ja vastaavasti isotermisen paisunnan periodin poistetun lämpöenergian osuus

$$Q_p = mR_nT_p \ln \pi.$$

Lämpötilat em. yhtälöihin on merkittävä kelvinasteina (tärkeää pitää kaikki yksiköt perusmuodossaan). Koska lämpöenergiaa ei pääse siirtymään systeemin muista osista, täytyy saadun mekaanisen työn W olla edellisten erotuksen suuruinen.

$$W = Q_1 - Q_p$$

$$\text{Hyötysuhde } \eta = \frac{W}{Q_1} = (Q_1 - Q_p)/Q_1$$

Lämpöenergiämäärien sijoittamisen jälkeen todetaan, että supistusten jälkeen kaavaan jää pelkkiä lämpötiloja seuraavasti:

$$\eta = (T_1 - T_p)/T_1$$

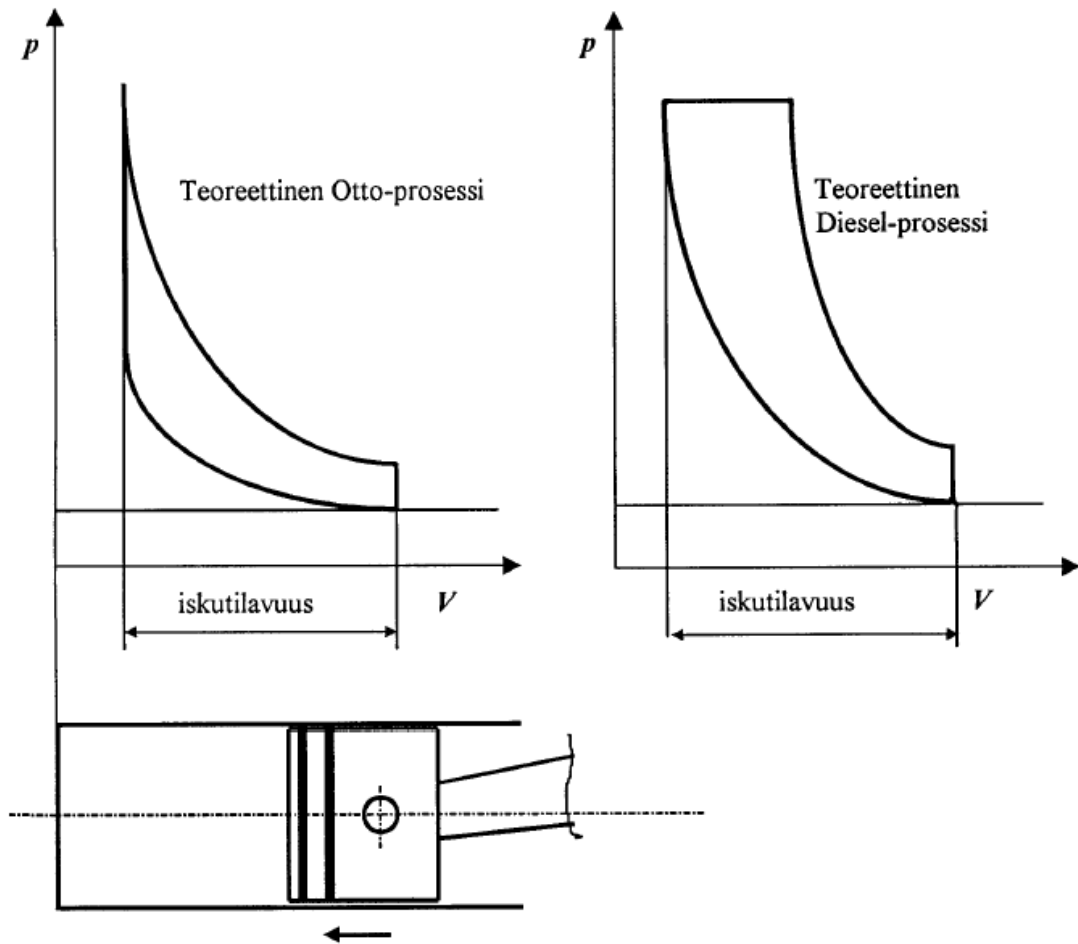
(1, s. 21–22.)

2.6 Isentrooppinen hyötysuhde (palautuva adiabaattinen)

Palautuva adiabaattinen tilanmuutos on ihanneprosessi, jossa kaasumolekyylien väliset etäisyydet vaihtelevat, mutta järjestys säilyy. Täysin eristetyssä sylinterissä tapahtuvan kaasun puristustyön minimi saavutetaan palautuvalla adiabaattisella puristuksella. Suurin mahdollinen työ laajenevasta työaineesta saadaan vastaavasti palautuvassa adiabaattisessa paisunnasta. Koska mitään häviöitä ei ole, palautuminen alkutilavuuteen puristuksen jälkeen johtaa myös samaan alkulämpötilaan ja -paineeseen. (1, s. 16.)

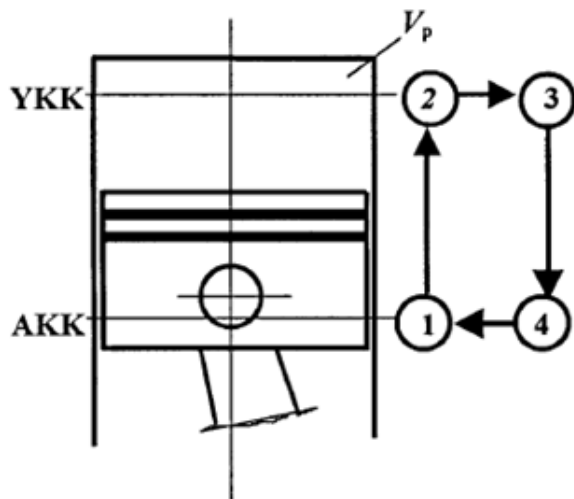
Puhutaan isentrooppisesta hyötysuhteesta. Puristuksessa se on isentrooppisen puristuksen vaatima teho jaettuna todellisen puristustapahtuman vaatimalla työllä (tai teholla) ja paisunnassa todellisen paisunnan antama työ jaettuna isentrooppisesta paisunnasta saatavalla työllä. (1, s. 16.)

Moottorissa kiertoprosessin aikana olevia painesuhteita voidaan kuvata havainnollisesti pV -piirroksen avulla (kuva 7). Vaaka-akseli kuvaa männän ja sylinterin rajoittamaa tilavuutta ja pystyakseli sylinterissä hetkellisesti vallitsevaa painetta.



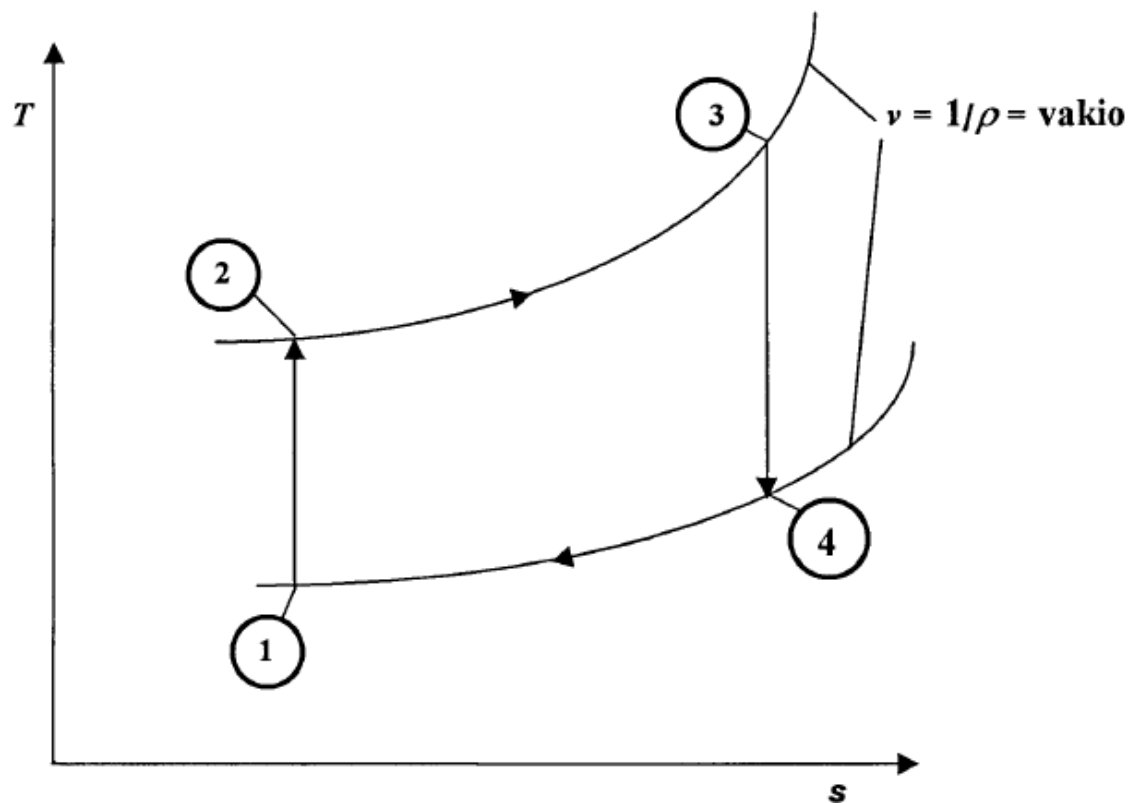
Kuva 7. Teoreettiset prosessit p - V -tasossa (1, s. 151).

Ajatellaan, että prosessissa ei vaihdeta työtilassa vallitsevaa kaasumassaa vaan lämmönvienti sekä poisto tapahtuvat sylinterin seinämien lävitse. Tällä ajatusmallilla voidaan jatkaa siihen, että teoreettinen Otto-prosessi muodostuu kahdesta isentrooppisesta ja kahdesta isokorisesta tilanmuutoksesta (kuva 9 - 10). (1, s. 135.)



Kuva 8. Otto-prosessi (1, s. 135).

- 1 – 2 isentrooppinen puristus
- 2 – 3 isokorinen lämmönvienti
- 3 – 4 isentrooppinen paisunta
- 4 – 1 isokorinen lämmönpoisto



Kuva 9. Teoreettinen Otto-prosessi Ts-tasossa

Nurkkapisteiden lämpötilojen avulla voitaisiin laskea prosessin terminen hyötysuhde; tässä työssä tätä ei kuitenkaan pystytty hyödyntämään, koska se olisi vaatinut lisämittalaitteistoa.

Ideaalisen Otto-prosessin hyötysuhde kasvaa puristussuhteen ϵ kasvaessa ja riippuu siitä (s. 22). Todellisessa prosessissa näin ei ole, vaan hyötysuhde on erittäin suuressa määrin riippuvainen myös mm. mekaanisesta hyötysuhteesta (kitkoista), lämmön siirtymisestä seinämien läpi toisin sanoen jäähdytyksestä, pyörteilyistä, painehäviöistä imu- ja poistotahdin aikana ja palamisen täydellisyydestä. (1, s. 137.)

Koska lämmönvienti tapahtuu oikeasti vain hetkellisesti suurimmassa lämpötilassa ja niinikään poistolämpötilakin on vain hetkellisesti ympäristön lämpötilan tasolla (alin mahdollinen lämpötila – paras hyötysuhde), jää hyötysuhde Carnot-prosessin hyötysuhteesta, jonka lämmönviennin lämpötila on suurin esiintyvä lämpötila ja lämmönpoiston arvo on ympäristön lämpötila. (1, s. 138.)

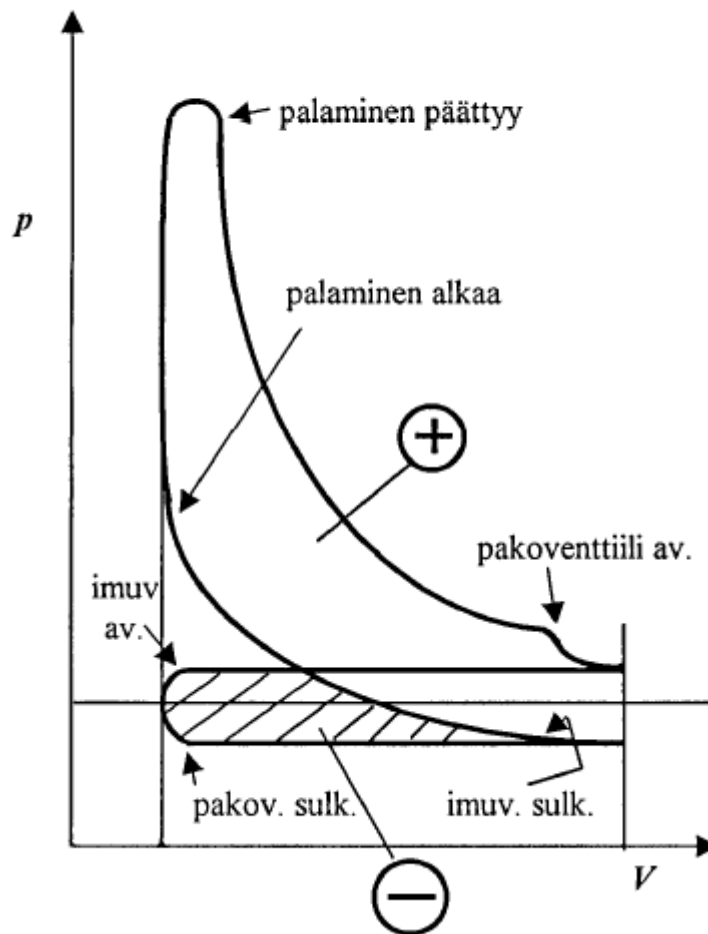
Teoreettisen Otto-prosessin mukaista moottoria on käytännössä mahdotonta toteuttaa. Ei voida päästä isentrooppisiin tilanmuutoksiin eikä kitkattomuuteen.

2.7 Todellinen Otto-prosessi

Todellisten prosessien pV -piirrosten voidaan kuvitella piirretyksi mittaamalla männän liikkeen suhteen paine sylinteristä eri vaiheissa (kuva 10). Teoreettisen prosessin pV -piirroksessa (kuva 7) eivät näy lainkaan kaasujen vaihdon aikana vallitsevat paineet (kuten jo todettiin - teoreettisessa prosessissa ei työaine vaihdu lainkaan).

Todellisen polttomoottoriprosessin pV -piirroksen pinta-ala kuvaa sitä työmäärää, joka siirtyy mäntään yhden työkierron aikana (1, s. 152). Kuvassa 10 ilmenevät mäntään kohdistuneet positiivinen sekä negatiivinen työ. Tämä kuvaaja kuitenkin muuttuu ilmaa ahdettaessa moottoriin, koska mekaaninen ahdin toimii alituisesti ylipainealueella, jolloin esim. imuventtiilin ollessa auki ilmanpaine tekee mäntään työtä ja siten helpottaa negatiivista imualuetta.

Otto-prosessi



Kuva 10. Todellinen Otto-prosessi (1, s. 152).

$$W_{netto} = W_+ - W_-$$

Ns. indikoitu teho P_i saadaan jakamalla mäntään yhden työkierron aikana siirtynyt nettotyö yhteen työkiertoon kuluvalle ajalle t . Työkiertoon kuluva aika on 4-tahtimoottorissa $2/n$, jossa $n = \text{pyörimisnopeus}$, ja 2-tahtimoottorissa vastaavasti $t = 1/n$.

$$P_i = W_{netto}/t$$

Kuinka paljon mäntään siirtyneestä tehosta P_i saadaan ulos kampiakselilta akselitehona P_a , riippuu moottorin mekaanisesta hyötysuhteesta η_m .

$$P_a = \eta_m P_i$$

(1, s. 152–153.)

2.7.1 Prosessin kuvaus nelitahtimoottorilla

Koko työkierto tapahtuu 4-tahtimoottorissa kahden kampa akselin kierroksen aikana. Jokainen vaihe (käytetään myös tahti-nimitystä) tarkoittaa siis puolta kierrosta eli 180:tä astetta. Työkierto koostuu imu-, puristus-, työ- ja poistotahdistä.

2.7.2 Huomioita imutahdin aikana

Ahtamattomissa moottoreissa paine imutahdin aikana sylinterissä on koko ajan ilmanpainetta alhaisempi johtuen virtausvastuksista. Voimakkailla ajoituksilla mahdollistetaan suuri teho, mutta osakuormilla moottorin ominaisuudet heikkenevät esim. vääntö laskee. (1, s. 139.)

2.7.3 Huomioita puristustahdin aikana

Tarvittava puristustyö on alhaisempi kuin teoreettisessa Otto-prosessissa, koska lämpöä siirtyy puristusvaiheen (puristustahdin) aikana ja männän liikettä vastustava paine on siten koko vaiheen ajan alhaisempi (1, s. 139) toisin kuin mekaanisesti ahdetuissa moottoreissa, joissa mäntään kohdistuu jatkuva ylipaine.

2.7.4 Huomioita työtahdin aikana

Kyse ei ole puhtaasti isokorisesta tilanmuutoksesta, koska palamiseen vaaditaan tietty aika ja sen kestäessä mäntä on koko ajan liikkeessä. Teoreettisesti suurin palamisen loppupaine saavutetaan tietysti, kun polttoainetta poltetaan työtahdin alussa niin, että kaikki ilmassa ollut happi on osallistunut palamiseen. Lämmön siirtyminen ja dissosioituminen sekä voimakkaat palamisen aikana syntyneet pyörteet aiheuttavat

sen, että paine on alhaisempi kuin isokorisessa tilanmuutoksessa. Dissosioitumisessa molekyylit hajoavat atomeiksi johtuen korkeasta lämpötilasta, mikä kuluttaa energiaa. (1, s. 139–140)

Työtahti jatkuu paisuntavaiheella, jonka alussa tapahtuu vielä palamista. Mekaanista työtä siirtyy kampiakselille kiertokangen välityksellä ja paisuvan kaasun sekä lämpötila että paine laskevat. Paisuntavaihe ei ole isentrooppinen vaan polytrooppinen, koska sen alussa tapahtuu palamista ja lämpöä siirtyy koko ajan vaiheen kestäessä ympäristöön - männän, sylinterin sekä kannen kautta ja lisäksi kaasussa on koko ajan voimakkaita pyörteitä (1, s. 140).

2.7.5 Huomioita poistotahdin aikana

Hetken aikaa pakuventtiilin avautumisen jälkeen poistokanava toimii De-Laval-suuttimen tavoin, koska sylinterissä on vielä usean bar:n ylipaine. Avautumisennakolla pyritään käyttämään tätä syntyvän suuren nopeuden energiaa hyväksi sylinterin tyhjennyksessä. (1, s. 140–141.)

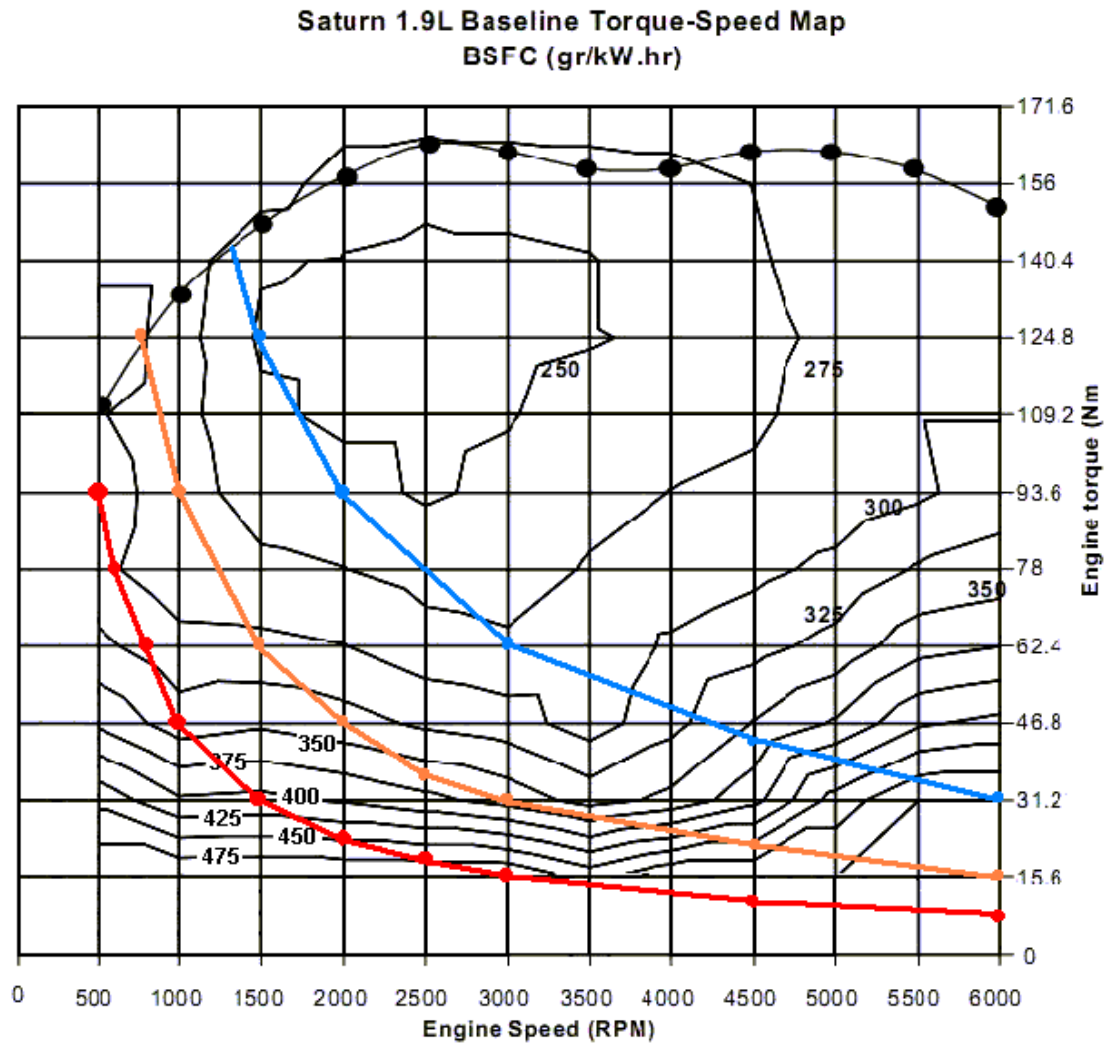
3 Polttomoottorin ominaiskulutus

3.1 Ottomoottorin ominaiskulutus

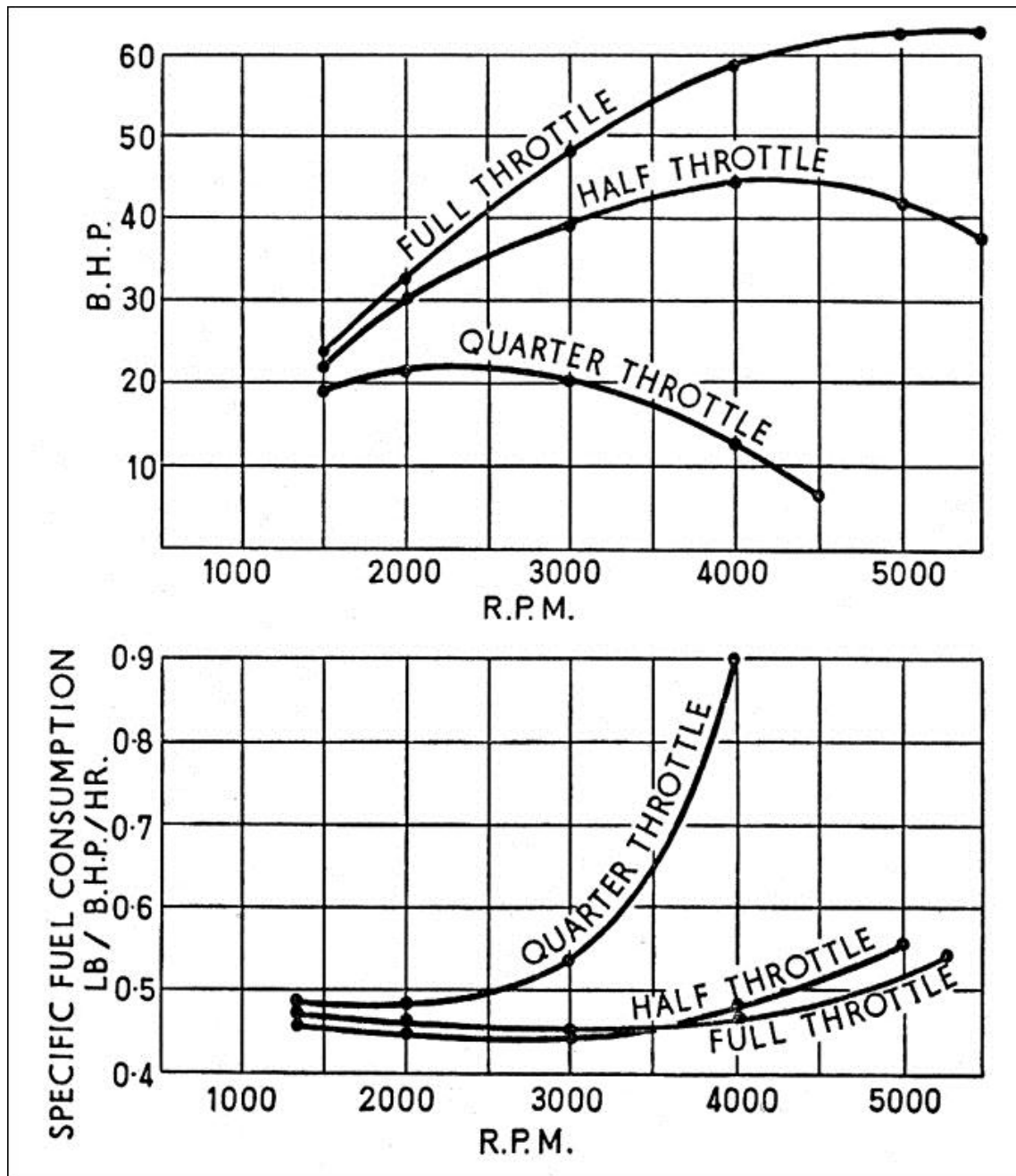
Seuraavassa tarkastellaan ottomoottorin ominaiskulutuksen käyttäytymistä erilaisissa tilanteissa sekä tutkitaan siihen liittyviä päätekijöitä. Ominaiskulutusta ei pidä sotkea ns. tavalliseen polttoaineenkulutukseen esim. matka-ajossa. Ominaiskulutus kertoo, kuinka paljon moottorille syötettävästä polttoaine-energiasta pystytään hyödyntämään – toisin sanoen saadaan hyötykäyttöön. Sen sijaan matka-ajon kulutukseen vaikuttavat ilmanvastus, vierintävastukset yms.

Ominaiskulutusta kuvaa hyvin simpukkadiagrammi (kuva 11), josta ilmenee kulloisenkin kuormitusasteen hetkellinen kulutus. Ottomoottorin ominaiskulutusta osakuormitusalueilla nostavat pumppaushäviöt, joihin kaasuläpän asento vaikuttaa voimakkaasti (kuva 12). Kun kaasuläppä ei ole kokonaan auki mäntä joutuu tekemään kovemmin töitä imeäkseen tarvittavan määrän ilmaa sylinteriin kaasuläpän ohitse.

Moottorin ominaiskulutuksen selvittämällä saadaan määritettyä moottorin kokonaishyötysuhde. Ominaiskulutusta kuvataan arvolla grammaa per kWh; siis mitä pienempi luku, sitä taloudellisempi alue.



Kuva 11. Simpukkadiagrammi, jossa ominaiskulutukset eräälle Saturn-moottorille (6).



Kuva 12. Yllä käyriä, joista ilmenee ominaiskulutuksen nousu ottomoottorilla virtausta kaasuläpällä rajoitettaessa (7).

3.2 Ottomoottorin hyötysuhteesta sekä sen parantamisesta

Puhuttaessa moottorin hyötysuhteesta tässä tapauksessa se käsittää kaikki osahyötysuhteet yhdessä. Kokonaishyötysuhde muodostuu mekaanisesta, termisestä sekä volymetrisestä hyötysuhteesta. Moottorin hyötysuhdetta parannettaessa

palotapahtuman osalta voidaan katsoa parantaviksi tekijöiksi kaikki, jotka johtavat kaasunkiertoa kohti teoreettista ihannetta – Carnot-prosessia (kuva 6).

Kokonaishyötysuhde voidaan laskea moottorin ominaiskulutuksesta mittaamalla polttoaineen kulutus aikayksikössä verraten sitä saatavaan hetkelliseen akselitehoon P_a . Ominaiskulutus b (yksikkö g/kWh) saadaan kaavasta

$$b = q_m / P_a$$

$$q_m = qv * \rho$$

$$P_a = 2\pi M n$$

$$q_m = \text{polttoaineen kulutus aikayksikössä}$$

$$\rho = \text{polttoaineen tiheys}$$

$$n = \text{moottorin pyörimisnopeus (rpm)}$$

$$\text{Hyötysuhde } \eta$$

$$\eta = P_a / (q_m H_u)$$

Hyötysuhde ilmoittaa suoraan, kuinka suuri osa moottoriin tulevasta polttoainetehosta $q_m H_u$ muuttuu akselitehoksi. H_u on polttoaineen alempi lämpöarvo.

Moottorin hyötysuhde η on yksinkertaista laskea, jos tunnetaan polttoaineen alempilämpöarvo.

$$b = q_m / P_a \quad \text{Ratkaistaan yhtälöstä } q_m$$

$$q_m = P_a b$$

$$\eta = 1 / (b H_u)$$

(1, s. 157–158.)

3.2.1 Puristussuhteen korottaminen

Teoriassa puristussuhteen korottaminen nostaa moottorin termistä hyötysuhdetta ja täten kokonaishyötysuhdetta. Terminen hyötysuhde on riippuvainen puristussuhteesta ε seuraavalla tavalla:

$$\eta_{to} = 1 - 1/\varepsilon^{(\gamma-1)}$$

Puristussuhteen nostaminen johtaa teoreettisen prosessin lämmönviennin sekä poiston välisen eron kasvuun, mikä nostaa hyötysuhdetta, kuten tämän työn alkupuolella jo todettiin.

Todellisuudessa puristussuhdetta ei voida nostaa rajattomasti johtuen jo pelkästään polttoaineen nakutusherkkyydestä. Puristussuhteen nostamisen ansiosta palorintama etenee nopeammin palotilassa, joka tuottaa vastaavasti lisävoimaa männän kautta eteenpäin. Puristussuhteen nostamisessa tulee siis huomioida tarkasti mekaanisten osien kestävyys, mäntä, kiertokanki, laakerit yms. (1, s. 158.)

3.2.2 Palamisen nopeuttaminen

Edellä mainitun puristussuhteen noston lisäksi palotapahtumaa voidaan nopeuttaa myös lisäämällä useampia sytytystulppia palotilaan.

On kokeiltu jopa viittä sytytystulppaa yhdelle sylinterille siten, että yksi tulppa oli palotilan keskellä ja loput reunoilla. Moottorin nakutustaipumus väheni, sillä korkeampi puristussuhde ja palaminen tapahtui lähempänä isokorista kuin yhdellä tulpalla. (1, s. 159.)

3.2.3 Jäähdytyksen vähentäminen

Tällä pyritään saamaan prosessin loppulämpötila mahdollisimman korkeaksi eli lähemmäksi isentrooppista prosessia. Korkea loppulämpötila ja sen myötä kasvanut tehollinen paine vaikuttavat suoraan saatavaan mekaaniseen tehoon. Jäähdytystä

voidaan vähentää korottamalla jäähdytysnesteen lämpötilaa. Jäähdytysnesteen lämpötilaa ei voida juuri nostaa ilman paineistusta, joka johtaisi erittäin suuriin rakennelmiin. Ilmajäähdytteisellä moottorilla voidaan saavuttaa korkeampia toimintalämpötiloja, mutta sillä tulevat materiaalien kestävyysdet seuraavaksi vastaan. Keraamiset materiaalit voivat tulevaisuudessa tuoda helpotusta kestävyysden. (1, s. 159.)

3.2.4 Mekaanisen hyötysuhteen parantaminen

Mekaanista hyötysuhdetta on mahdollista parantaa kahdella tavalla: vähentämällä sisäisiä kitkoja sekä keventämällä materiaaleja. Kitkoja voidaan pienentää materiaalivalinnoilla, pinnoituksilla, useammilla venttiileillä (jolloin venttiilinjousia voidaan keventää, kapeammilla laakereilla, kapeammilla männänrenkailla sekä paremmilla voiteluaineilla). (1, s. 159.)

3.2.5 Pakokaasujen hyödyntäminen

Pakokaasujen mukana hävitetään suuri osa liike- sekä lämpöenergiaa. Pakopuolelle asennettavalla turboahtimella voidaan parantaa sylinterin täytöstä eli volymetristä hyötysuhdetta. Tässä insinööriyössä käytettävä mekaaninen ahdin lisää samalla tavalla volymetristä hyötysuhdetta, vaikkakin voimanlähde on eri.

4 Mekaaninen ahtaminen

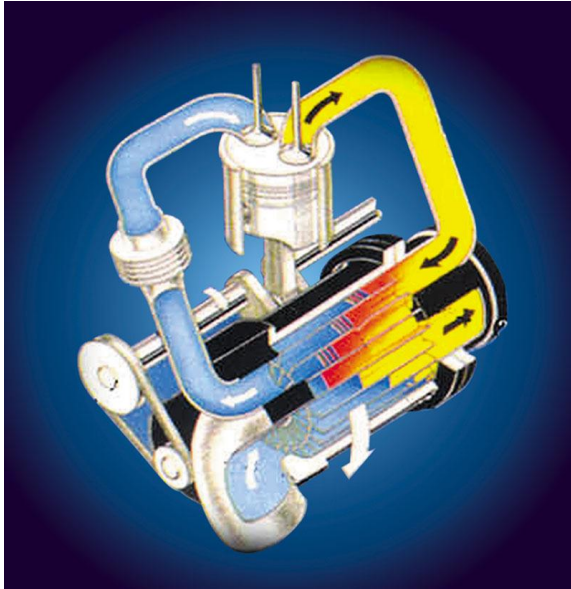
4.1 Erilaisia mekaanisia ahtimia

Seuraavassa tarkastellaan lyhyesti erilaisia mekaanisia ahtimia. Yhteistä kaikille näille on voimanotto mekaanisella välityksellä – usein kampiakselin päädyssä.

4.1.1 Comprex-ahdin

Comprex- eli paineaaltoahdin (kuva 13) koostuu pyöreästä päistä suljetusta sylinteristä ja solakosta, joka pyörii sylinterissä kampiakselin pyörittämän remmin välityksellä. Sylinterin molemmat päädyt ovat sopivalla jaolla rei'itetyt. Solakon pyöriessä

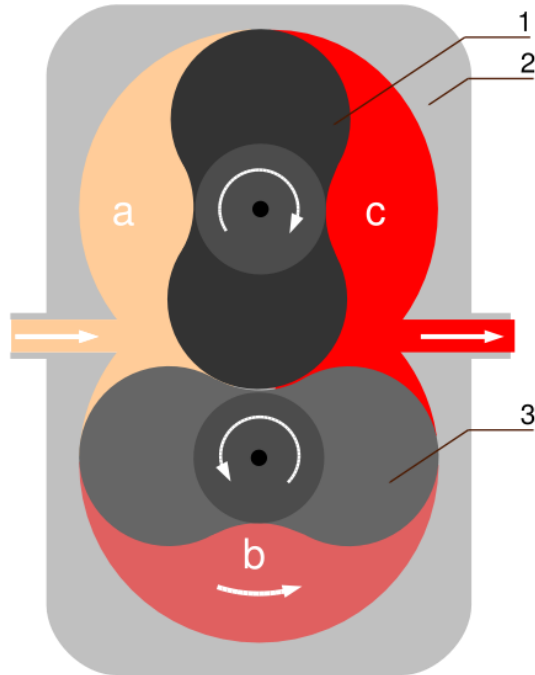
paljastuvat aukot vuorotellen, sylinterin toisesta päästä ahdin imee raitista ilmaa ja puhalttaa paineistetun ilman imusarjaan. Vastaavasti toisesta päästä korkeapaineiset pakokaasut pääsevät solakkoon ja jatkavat pakoputkeen. (2)



Kuva 13. Comprex-ahdin

4.1.2 Roots-ahdin

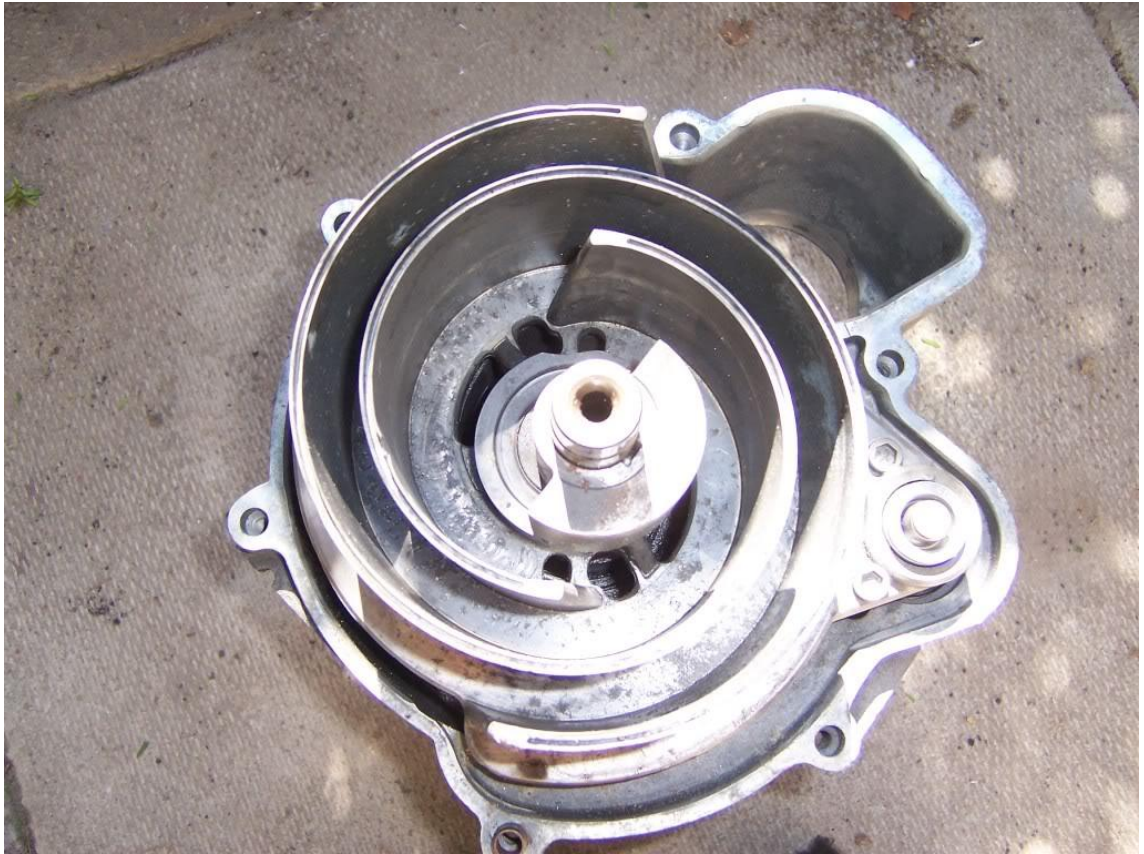
Roots-ahdin (kuva 14) on mekaaninen ahdin, joka on alun perin suunniteltu huuhtelu- tai ilmapumpuksi. Roots-ahtimessa on kaksi kaksisiipistä kiertomäntää, jotka liikkuvat kotelossa toisiinsa sekä seinämiin koskematta. (2)



Kuva 14. Roots-ahtin

4.1.3 G-ahtin

G-ahtin (kuva 15) eli ns. kierukka-ahtin on mm. Volkswagenin käyttämä mekaaninen ahtin. G-ahtimessa on epäkeskeisesti laakeroitu puristuskerukka, joka tekee oskilloivaa kiertoliikettä. G-ahtimen hyötysuhde on mekaaniseksi ahtimeksi korkea, ja lisäksi ahtopaine pysyy melko vakaana läpi koko kierrosalueen. (2)

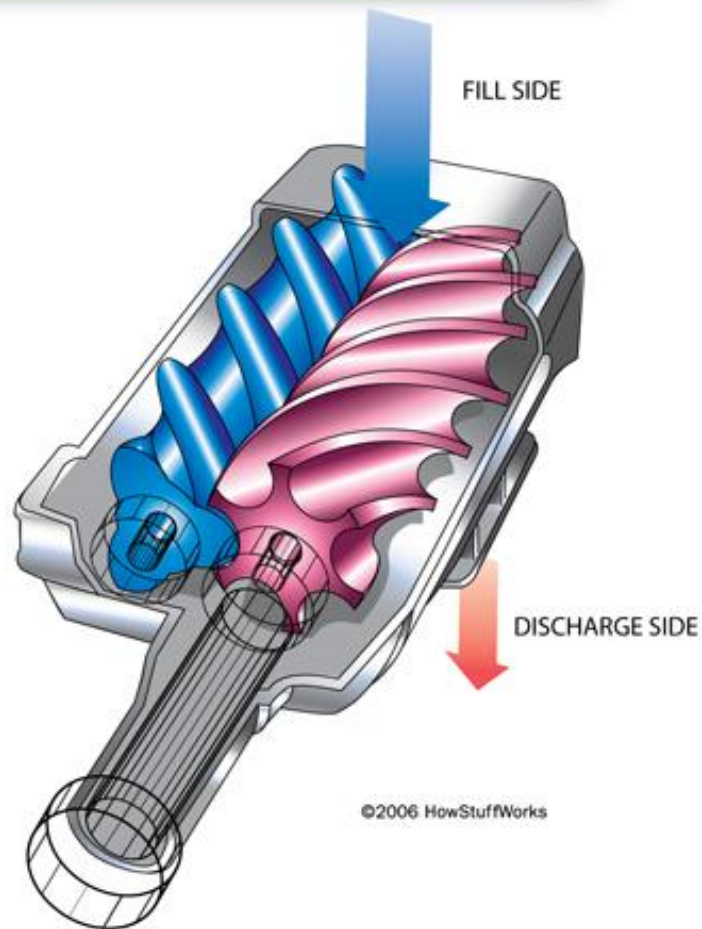


Kuva 15. G60 g-ahdin (8).

4.1.4 Ruuviahdin

Ruuviahdin vastaa lähes Roots-ahdinta, mutta lapapyörien tilalla pyörivät ruuvin kaltaiset osat (kuva 16).

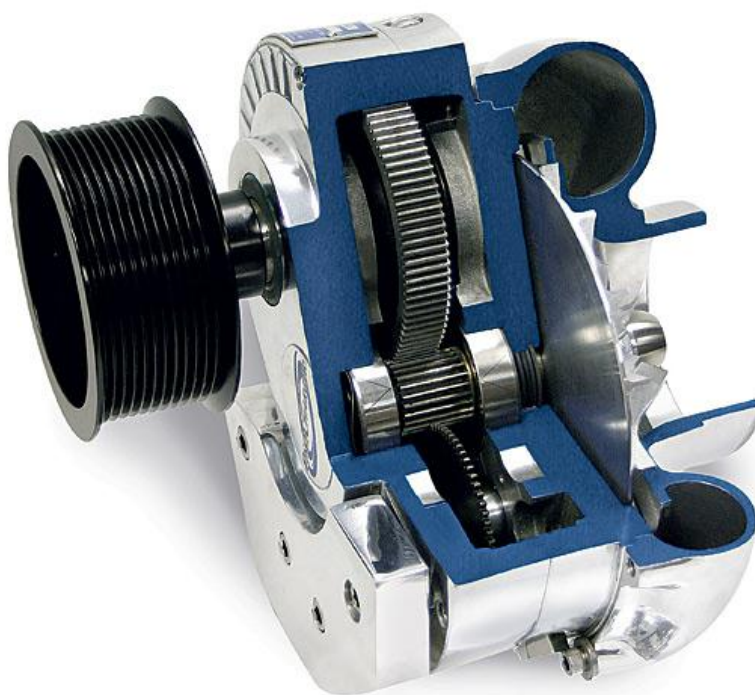
How Superchargers Work



Kuva 16. Ruuviahdin (9).

4.1.5 Keskipakopuhallin

Keskipakopuhallin on kaikista mekaanisista ahtimista nuorin sekä hiljaisin. Voimanotto tapahtuu niin ikään remminvälityksellä, josta se ohjataan planeettapyörästölle. Planeettapyörästä pyörittää samanlaista kompressoripuolta kuin turboahtimessa (kuva 17).



Kuva 17. Keskipakoahdin

4.2 Keskipakopuhaltimen voimantuotto

Tämän insinööriyön mekaaninen ahdin parantaa volymetristä hyötysuhdetta palotilan täytösasteen kasvaessa. Seuraavassa tarkastellaan teoreettisia noin arvoja projektin tehon noususta.

Tehonnousun voidaan olettaa olevan noin 6,8 % per 1 psi paineen nousu. Teoriassa työn ahdin tulee tuottamaan n. 6 psi:n maksimi ylipaineen, jolloin tehonnousun oletetaan olevan noin $6,8 \times 6 = 40,8$ %. Lähtötehot huomioiden oletettava tehonnousu 150 hp – 210 hp.

Tehonnousua mietittäessä on otettava huomioon imusarjan sekä pakoputkiston paineenlasku, joka voi olla jopa 1–2 psi. Tällöin kokonaistehonkasvu olisi $6-2 \text{ psi} = 4 \text{ psi}$ – $6,8 \times 4 = 27,2$ %.

Puhaltimen teoreettinen tehontarve saadaan yksinkertaisesti kertomalla sen kehittämä kokonaispaine μF tilavuusvirralla qV . Puhaltimen kehittämällä kokonaispaineella tarkoitetaan staattisen ja dynaamisen paineen summan muutosta kahden

mittauspisteen välillä, joista toinen on ennen puhallinta ja toinen sen jälkeen. Tässä projektissa ei voida hyödyntää puhaltimen teoreettista tehontarvetta johtuen mittauslaitteiston puutteellisuudesta.

4.3 Keskipakopuhaltimen häviöt lämmöksi ja virtausvastukseksi

Puhaltimessa ilman (tai muun kaasun) lämpötila nousee johtuen kitkoista ja pyörteistä sekä vähäisestä kokoonpuristamisesta. Puhaltimen akselitehosta (1-h)-osuus muuttuu lämpötehoksi. Lämpöteho siirtyy virtaukseen ja osittain puhaltimen ulkopinnoista ympäristöön. Lopulta koko akseliteho muuttuu lämpötehoksi kanaviston virtausvastusten takia. (1, s. 89.)

4.4 Jäähdytys

Projektin ahtimen jäähdytys on toteutettu öljynkiertoon liitettyllä lauhduttimella. Ahtimia on paljon myös vesijäähdytteisiä; sellainen järjestelmä tosin vaatii yleensä oman vesipumppunsa.

5 Suunnittelu, rakentaminen sekä mittaukset

5.1 Tavoitteet

Opinnäytetyön suunnittelu, rakentaminen sekä mittaukset osion tavoitteena on rakentaa toimiva mekaanisesti ahdettu moottori (kuva 18) vaihtamatta moottoriin sisälle mitään. Tavoitteena on tutkia moottorin ominaiskulutuksen käyttäytymistä testijaksojen datan avulla ahtamattomana sekä ahdettuna. Eritoten tarkkailtiin osakaasualueiden ominaiskulutuksia.

5.2 Lähtökohdat

Moottorilla ajettu 50 tkm eikä siihen ole vaihdettu kuluvia mekaanisia osia. Ohivuotoja yms. esiintyy siellä täällä, mutta ne eivät ole niin merkittäviä, että niihin pureuduttaisiin tässä projektissa. Maksimitehoja haettaessa olisi syytä parantaa etenkin pakopuolen kaasunvaihtoa, mutta se ei ollut mahdollista resurssien puutteellisuuden vuoksi.

Ahtimen ympärille rakentuva paketti oli lähtökohtaisesti mielessä alusta asti. Projektin lopputulos katsotaan onnistuneeksi, jos moottori toimii, teho on noussut sekä mittausdataa pystytään analysoimaan järkevästi.



Kuva 18. Insinööriyön aihio.

5.2.1 Moottori

Vapaasti hengittävä Kawasaki ZX-10R (kuva 18) 2004 moottori 998 cm³, 12.7:1. Tehtaan ilmoittama moottoriteho 175 hp. Imusarjasuihkutus.

5.2.2 Osat

Jokaista projektissa käytettyä letkua tai nippusidettä ei opinnäytetyössä mainita, vaan seuraavassa kuvataan vain suurimmalta osin projektiin vaikuttavat komponentit sekä tekijät. Pääosassa työssä on Rotrex merkinen (kuva 19) ahdin, jonka pohjalle koko työ rakentuu. Ahtimesta kerrotaan luvussa 5.2.3.



Kuva 19. Projektin keskeisimpiä komponentteja.

Työssä on pyritty käyttämään sekä kestäviä että kevyitä ratkaisuja, joista esimerkkinä USA:sta mittatilatut kova-anodisoidut alumiinivetopyörät (kuva 20), kampiakselin voimanottosovite sekä hammashihnat.

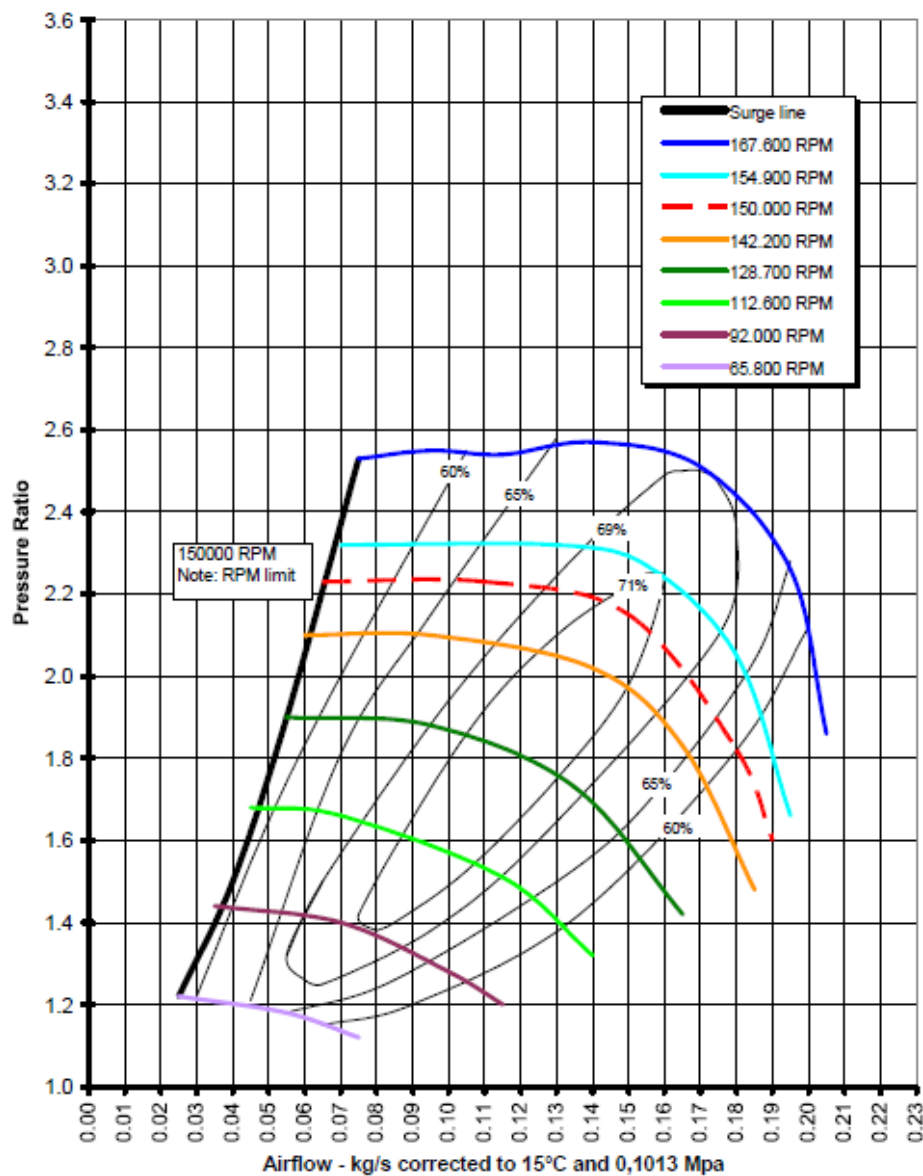


Kuva 20. Vetopyörät sekä kampiakselinsovite.

5.2.3 Rotrex C15-60

Rotrex C15-60 on Rotrex C15-perheen toiseksi pienin ahdin. Alla oleva virtauskartta (kuva 21) kertoo hyvin ahtimen luonteesta. Maksimivirtaus projektissa käytettävällä ahtimella on 0,18 kg/s.

Flow chart C15-60



Kuva 21. Rotrex C15-60:n Virtauskartta, jossa vasemmalla mustalla merkitty sakkausraja, jolloin ahdin lakkaa periaatteessa toimimasta. Mitä kauemmaksi kartalla siirrytään maksimihyötysuhteesta, sitä huonommin ahdin toimii suunnitellulla tavalla.

5.3 Rakentaminen

Rakennusvaiheen aluksi oli tarkoitus purkaa pyörää niin pitkälle, kuin suinkin oli tarvetta. Tiedettiin, että mm. alkuperäinen imukotelo (kuva 22) sekä ruiskurunkojen toisiokaasuläpät (kuva 23) vaihdettaisiin.

5.3.1 Vanha imupuoli

Kawasakin alkuperäinen imukotelo (kuva 22) sijaitsee päärunkopalkkien välissä polttoainetankin alla. Imukotelon poistamisen jälkeen pääsee käsiksi ruiskurunkoihin (kuva 23) sekä suuttimiin.



Kuva 22. Alkuperäinen imukotelo paikallaan.

Toisiokaasuläppien poisto (kuva 23) suoritettiin jo ennen ahtamattomia mittauksia, jotta tämä ei vaikuttaisi mittaustuloksiin. Toisiokaasuläppien poistolla saavutetaan virtausvastuksen pienentymistä ja sen lisäksi ruiskurunko yksinkertaistuu, josta etuna yksi vikaantuva osa-alue vähemmän.



Kuva 23. Vasemmalla erottuvat alkuperäinen toisioläppä ja oikealla poistettuna, myös runkojen läpi kulkevat yhdystangot sekä läppiä ohjaava servo poistettiin. Ruiskurunkoihin jääneet kolot massattiin umpeen (kuva 24).

Toisiokaasuläppien poiston yhteydessä poistettiin myös niitä ohjaava servo sekä yhdystangot. Tankojen läpiviennit massattiin umpeen tiivisteliimamassalla (kuva 24).



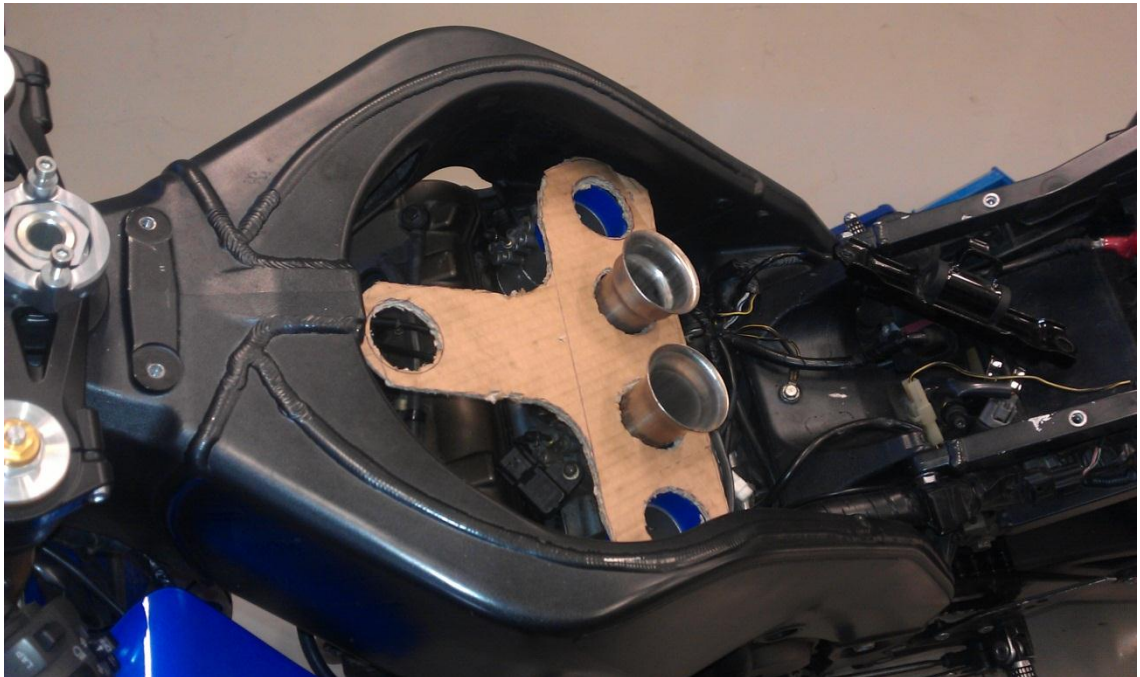
Kuva 24. Ruiskurunkojen massaus, taustalla uusi polttoainepumppu.

5.3.2 Uusi imupuoli

Uuden imukotelon suunnittelua ohjasi pääasiallisesti käytössä oleva tila. Erilaisia muotoja ei juuri ollut valittavissa, koska polttoainetankin alle oli vielä mahdollista dump valve eli paineenpäästöventtiili sekä ahtimen öljysäiliö (kuva 25).

Imukotelo suunniteltiin aluksi pahvimallista (kuva 26), minkä jälkeen mallista otettiin niin tarkat mitat kuin oli mahdollista. Mittojen perusteella suunniteltiin imukotelon osien valmistus ja päädyttiin leikkaamaan laserilla pohja, seinät, kansi sekä takalaita erikseen, jotka sittemmin hitsattaisiin yhteen.

Hitsaukset suoritettiin Metropolia Ammattikorkeakoululla Helsingissä projekti-insinöörin avustuksella.

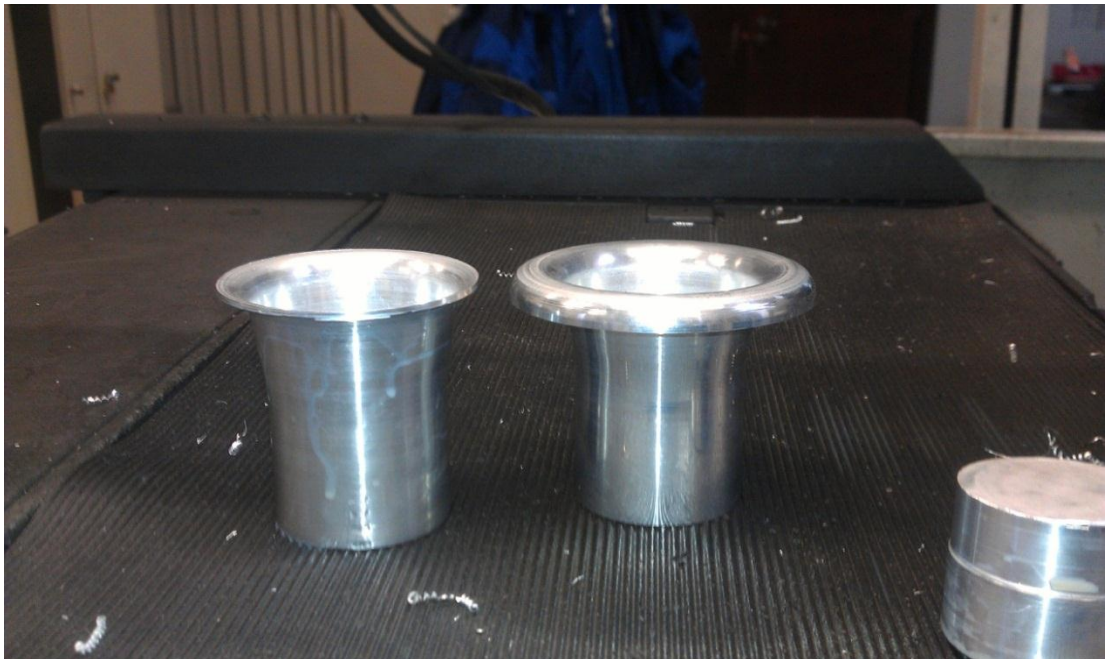


Kuva 25. Paineikotelon suunnittelua



Kuva 26. Painekotelon suunnittelua osa 2. Kotelon keskellä olevat pylväät ovat ainoastaan rakennusvaiheen tukirimoja.

Plenumiin muokattiin painosorvatuista 180 asteen taitoksella olleista valmiista imutorvista (kuva 27) sopivat ja alumiiniset imutorvet hitsattiin tig-hitsillä plenumiin kiinni. Sorvaukset suoritettiin Metropolia Ammattikorkeakoulun tiloissa Helsingissä.



Kuva 27. Vasemmalla valmis imutorvi, keskellä koneistamaton versio ja oikealla sorvin tartuntatuki.

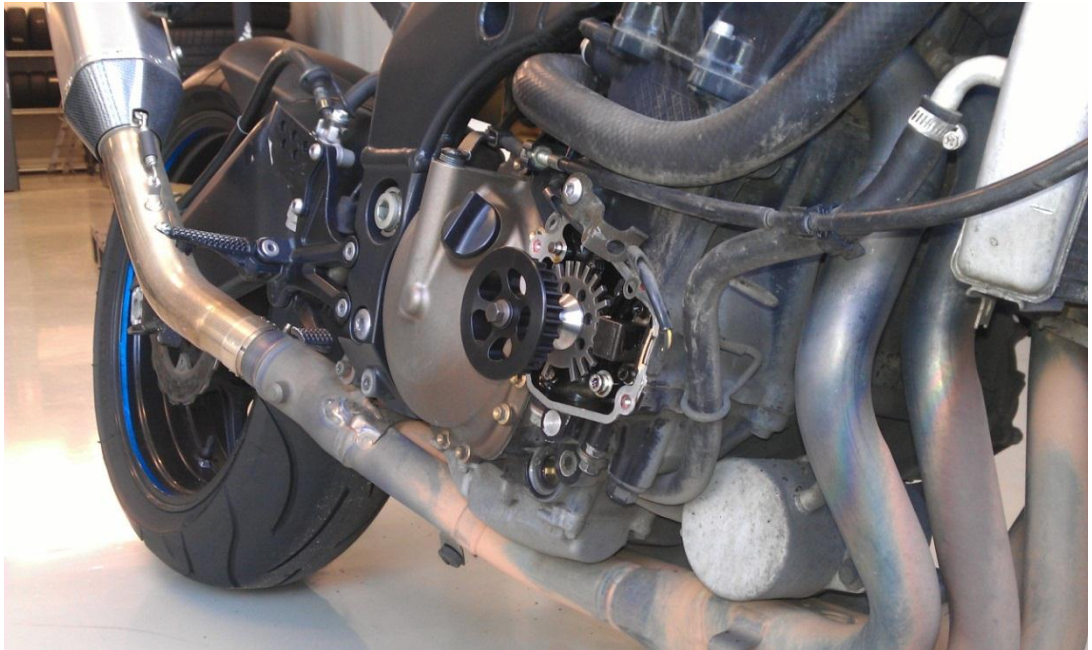
5.3.3 Sylinterin kansi

Korkeita (turvallisia) huipputehoja varten on moottori säädettävä pyörän kanssa jarrudynamometrissä. Tämän moottorin ominaisuutena on ns. toisioilmapumppu, joka pumppaa ilmaa suoraan pakokanavaan, jotta polttamaton polttoaine saataisiin palamaan. Toisioilmapumppu aiheuttaa sen, että pyörää säädettäessä A/F-ratio muuttuu epätoivotusti aina ilmaseoksen syöttämisen aikana, jolloin pyörää ei voida säätää kunnolla. Tätä varten valmistettiin alumiinista sopivat kannet tukkimaan ilma-aukot (kuva 28).



Kuva 28. Mustat ilmatiehyeen tukkijat moottorin kannessa.

Voima ahtimelle tuodaan vetopyörästön sekä hihnan välityksellä suoraan kampiakselilta. Tätä varten oli 20 mm:n paksuinen alumiinisovite, johon kiinnittyy ensiövetopyörä (kuva 30).



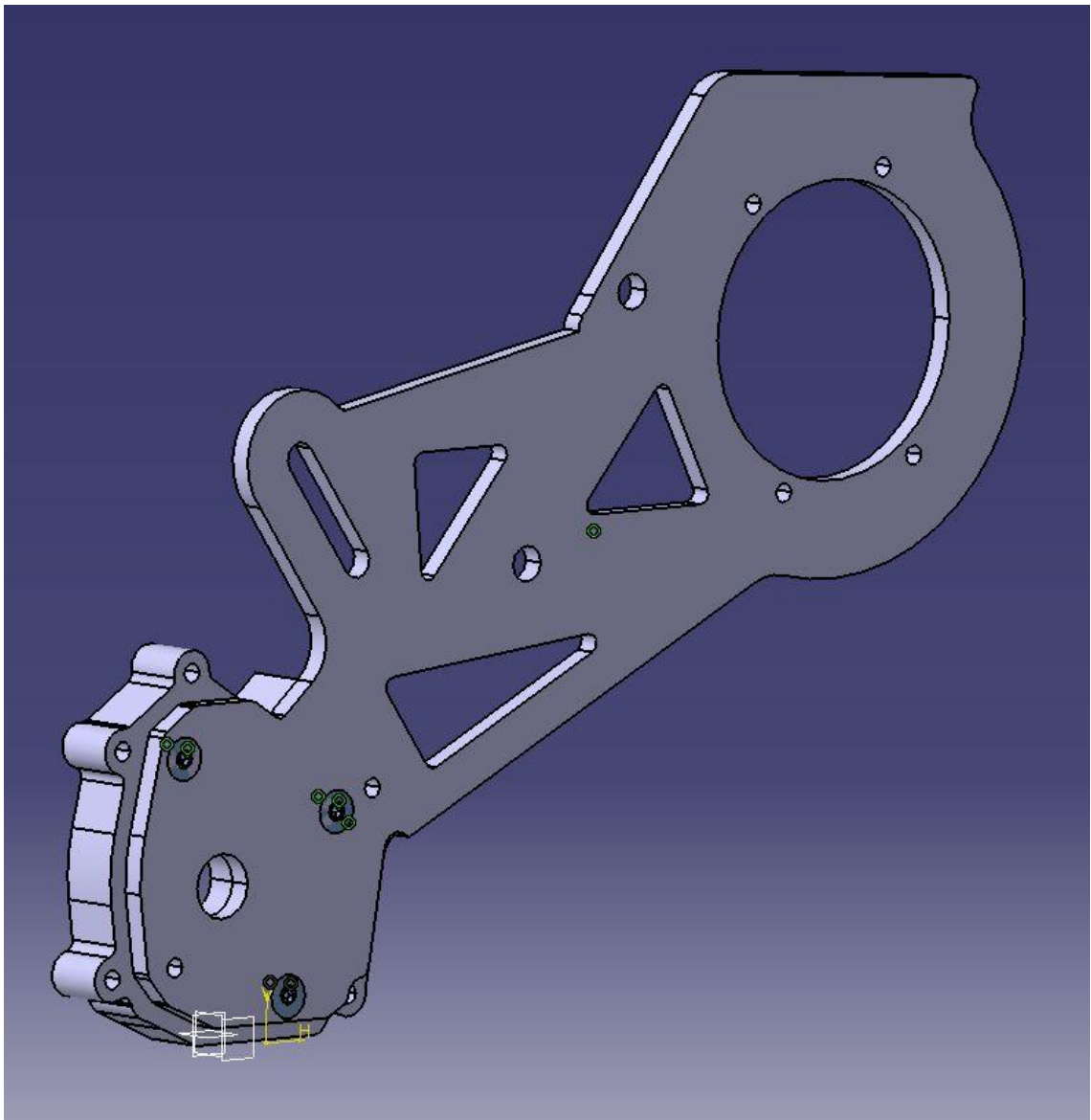
Kuva 29. Voimanoton sommittelua.

Seuraavana vaiheena oli ahtimen sijoituksen suunnittelu. Voimalinja päätettiin toteuttaa katteiden alle moottorin oikealle kyljelle, ahtimen ollessa sylinteriryhmän ja jäähdytysnesteen jäähdyttimen välissä (kuva 30). Kiinnityspisteiksi valikoitui jo valmiina moottorin kyljissä olleita koloja sekä kierteitä.



Kuva 30. Voimalinjan vanerimalli

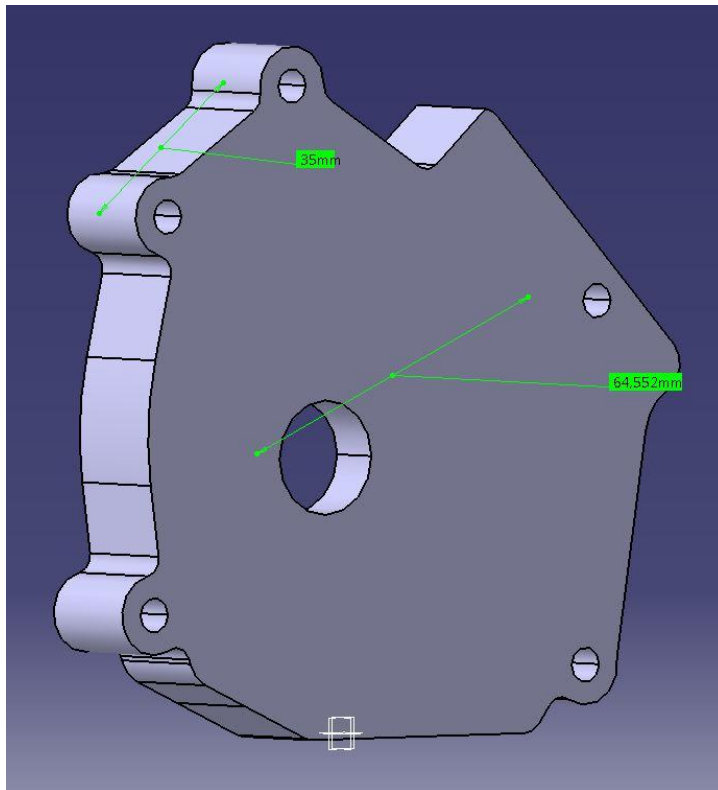
Alustava voimalinjan simulaatio luotiin vanerista leikkaamalla, minkä jälkeen kyseinen tuenta piirrettiin 3D-mallina Catiassa (kuva 31).



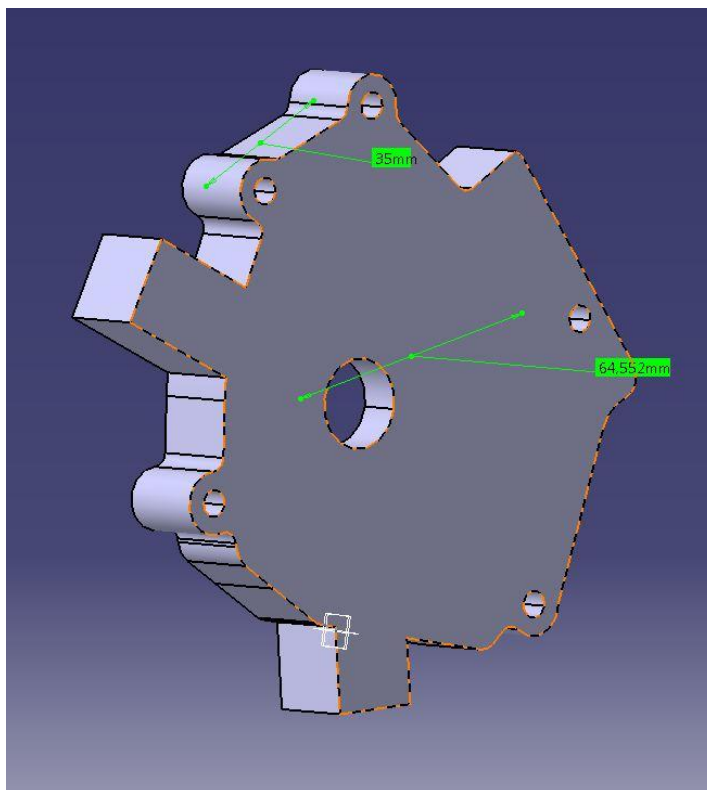
Kuva 31. 3D-malli voimalinjatuesta

Valmistusteknisistä syistä voimalinjatuki päätettiin tehdä kahdesta eri osasta, jotka jälkikäteen liitetään senkkikantaisilla ruuveilla yhteen. Alempaan, moottoriin kiinni tulevaan osaan koneistetaan laakeripesä, ja päällimmäisenä oleva osa toimii laakeripesän kantena.

Seuraavissa kuvissa 32 sekä 33 lopullinen (ilman laakeripesää) moottorinpuolen kappale sekä koneistusvaiheen kappale.



Kuva 32. Voimalinjatuki valmis



Kuva 33. Voimalinjatuki sorvikinnikkeillä

Moottorinpuolen kiinnityskappaleeseen (kuva 34) luotiin keskireiän suhteen 120 asteen välein kiinnitystasot laakeripesän sorvausta varten. Kappale valmistettiin vesileikkaamalla 20 mm:n alumiinista.

5.3.4 Polttoaineensyöttö

Polttoaineensyötön ohjaus toteutettiin valmiiksi hyväksi todetulla Powercommander laitteella. Laite kytketään kaasunasentosensoriin, polttoainelinjan liittimeen sekä virtalähteeseen (tässä tapauksessa moottoripyörän akkuun). Laite ohjaa, muttei havainnoi moottorin polttamaa seosta – säädöt on tehtävä ehdottomasti testipenkissä lambda-anturin eli jäännöshappimittarin kanssa. Commanderiin pystyy itse luomaan tietokoneella erilaisia karttoja ja säädettäessä voidaan lambda-anturin avulla säätää sekä osakaasu- että täyskaasualueet tarkasti.

Polttoaineen paineen riittävyyden takaamiseksi hankittiin projektiin Walbron polttoainepumppu, joka pystyy tuottamaan virtauksen 255 l/h – jonka pitäisi riittää aina 400–500 hv:n tehoihin asti.

5.4 Mittaukset

Mittaukset suoritettiin sekä paikallaan vapaalla vaihteella tietyllä kierrosluvulla että penkissä järkevästi mahdollisilla sykleillä. Pyörän dynamometrissa ajoon ei pystytty valmistautumaan kovinkaan hyvin johtuen hektisestä aikataulusta sekä dynamometrin käyttäytymisestä ja rengasvalinnoista. Moottorin ominaiskulutuksen tarkkaan mittaamiseen olisi tarvittu moottoripenkki, jossa vetävän renkaan sutiminen ei vaikuta tulokseen.

Tehodynamometrin vastus on säädettävissä ja periaatteessa jollain tasolla jopa laskettavissa mutta hieman hankalasti. Täyskaasu mittauksia oli käytännössä mahdotonta suorittaa renkaan sutimisen takia. Mittauksia sovellettiin lennosta moottorin kestävyiden sekä kustannusten varjolla.

5.4.1 Mittausvälineistö

Mittausvälineistönä toimi jarrudynamometri (kuva 34), jonka vastusta voitiin säätää portaattomasti kauko-ohjaimesta. Polttoaineen kulutusta tarkkailtiin polttoainetankin yläosan pintaa seuraamalla. Itse polttoaineenkulutuksen mittaus testisyklin jälkeen tapahtui 0,5 dl:n injektoruiskulla. Polttoainetta täytettiin tankin merkkipaaluun asti, jolloin mittaustulos on verrattavissa muihin tuloksiin.

5.4.2 Mittausten alkutilanne

Moottoripyörä käytettiin mittauksissa keväällä 2012 ensimmäisen kerran vapaasti hengittävänä. Jarrudynamometriin viettäessä pyörälle ei ollut tehty mekaanisia muutoksia lukuun ottamatta takavaimentimen vaihtoa sekä toisiokaasuläppien poistoa.



Kuva 34. Moottoripyörä jarrudynamometrissä ahtamattomana.

5.4.3 Mittausten toimintatavat sekä tulodata

Ensimmäisellä kolmella täysvedolla ilman jarrua suoritettiin tehonmittaus. Tulokset voivat vaihdella dynamometriä kesken jopa useita hevosvoimia – mittauspenkki oli kuitenkin kalibroitu hiljattain, joten tuloksia voidaan pitää hyvinkin luotettavina.

Pääasiallisesti merkittävintä kuitenkin oli se, että kaikki testit suoritettiin samassa penkissä tulosten vertailukelpoisuuden säilyttämiseksi. Kaikki testit ajettiin moottorin kuudennella vaihteella.

Seuraavaksi mitattiin tankki täyteen polttoainetta ja aloitettiin testisykliä ajaminen. Tarkoituksena oli ajaa tietyllä kaasuläpän asennolla tietty aika ja vieläpä tietyllä kuormalla, jotta saataisiin helposti laskettua polttoaineenkulutuksen kautta moottorinhyötysuhde (taulukko 1). Jo ensimmäisellä testisykllillä – kaasuläpän asennon ollessa 25 % auki huomattiin, että viiden minuutin suunnitellun testisyklin ajaminen rasittaa moottoria turhan paljon. Testisykli jouduttiin keskeyttämään neljän minuutin kohdalla moottorin lämpötilan näyttäessä 110 celsiusta.

Johtuen aikatauluista sekä muista resursseista jouduttiin mittauksia soveltamaan. Ahtamattomien mittauksien perusteella lähdettiin ehdettuihin mittauksiin. Samalla ulosantoteholla ajettiin samanpituisen syklin ja mitattiin kulutus.

Taulukko 1. Jarrudynamometrimittaukset ahtamattomana / ehdettuna*

<u>RPM</u>	<u>Teho (jarrun vastus)</u>	<u>Pyörän vaihte</u>	<u>Kuorma (kaasuläpän asento %)</u>	<u>Kulutus ml</u>	<u>Kulutus ml *</u>
2700 (16 hp = 11,77 kW)	5	6	25	165	170
7900 (104 hp = 76,54 kW)	5	6	50	415	400
7300 (92.5 hp = 67,98 kW)	6	6	100	120	110

Taulukosta 1 ilmenee mittausten aikana sovellettujen testivetojen yksityiskohtia, mutta osa mittaustuloksista on jätetty pois niiden epäluotettavuuden vuoksi. Ensimmäisessä sarakkeessa kierrosnopeuden perusteella on katsottu sitä vastaava moottoriteho

kyseisellä jarrun momentilla. Teho saadaan suoraan kuvaajasta (liite 1). Mittausten olosuhteet (taulukko 2) huomioitiin työssä. Koska olosuhteet pysyivät lähes muuttumattomina mittausten välillä - jätettiin niiden vaikutus mittaustuloksiin huomioimatta.

Taulukko 2. Mittausten olosuhteet

Ajoympäristön lämpötila	Renkaan paine	Ilmanpaine
14 celsiusta	2.5 bar	0.988bara

Kaikissa mittauksissa vallitsi riittävän täsmällisesti samat olosuhteet.

Mittauksia suoritettiin myös vapaalla vaihteella ja tietyllä kierrosluvulla. Sen koommin erityistä syytä kyseisille vapaa-mittauksille ei ollut vaan mittaukset suoritettiin täysin testimielessä. Moottorin kuormitusastetta ei voida nostaa vapaa-mittauksella, mutta mittauksista ilmenee samalla kierrosluvulla tapahtuvan ominaiskulutuksen muutos, jos sellaista esiintyy. Tähän mittaustapaan ei vaikuta voimasiirto vaan ainoastaan moottorin pyörimiseen kulunut energia.

Taulukko 3. Vapaamittaukset ahtamattomana ja ahdettuna*

Ilman kuormaa	Kulutus ml	Lähtölämmöt celsiusta
3000-3500 rpm (1 min 30 s, josta jäähdytyskäyttö 20 s)	110	50
5000-5500 rpm (1 min 30 s, josta jäähdytyskäyttö 20 s)	135	50
7000 rpm (1 min 30 s, josta jäähdytyskäyttö 20 s)	155	50
10000 rpm (40 s + 20 s jäähdytyskäyttö)	130	50

Ilman kuormaa*	Kulutus ml*	Lähtölämmöt*
3000-3500 rpm (1 min 30 s, josta jäähdytyskäyttö 20 s)	120	50
5000-5500 rpm (1 min 30 s, josta jäähdytyskäyttö 20 s)	140	50

7000 rpm (1 min 30 s, josta jäähdytyskäyttö 20 s)	150	50
10000 rpm (40 s + 20 s jäähdytys)	130	50

5.5 Mittausten analysointi

Seuraavaksi esitetyllä tavalla voidaan laskea kulloisenkin mittausvedon ominaiskulutus. Laskennallinen akseliteho on käytännössä täysin sama kuin tehokäyrästä luettuna. Seuraavassa esimerkissä lasketaan moottorin hetkellinen ominaiskulutus kerätystä datasta:

Lähtöarvoja:

Hetkellinen akseliteho $P_a = 20 \text{ kW}$

Hetkellinen pyörimisnopeus 3900 (rpm)

Hetkellinen vääntö 49 Nm

Ajanjakson kulutus 550 ml

Ajanjakson pituus 300 s

Hetkellisen akselitehon P_a voi myös laskea, kun tiedetään moottorin hetkellinen vääntömomentti sekä pyörimisnopeus:

$$P_a = 2\pi Mn = 2\pi * 49 \text{ Nm} * 3900 * \frac{1}{60 \text{ s}} = 20011.94 \text{ W} = 20 \text{ kW}$$

Polttoaineenkulutus q_m aikayksikössä

$$\frac{550 \text{ ml}}{300 \text{ s}} = 1.83 \frac{\text{ml}}{\text{s}} = 1.83 \text{ ml} * 3600 \text{ s} = 6600 \frac{\text{ml}}{\text{h}} = 6.6 \text{ l/h}$$

$$q_m = 6.6 \frac{\text{l}}{\text{h}} * 0.85 \frac{\text{kg}}{\text{l}} = 5.61 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 5610 \frac{\text{g}}{\text{h}}$$

josta saadaan moottorin ominaiskulutus

$$b = \frac{5610 \frac{g}{h}}{20} kW = 280.5 g/kWh$$

Edellä käsitellyssä esimerkissä arvot olivat täysin kuvitteellisia. Tämän työn ominaiskulutuksista ei voida laskea kokonaishyötysuhdetta tulosdatan epäluotettavuuden vuoksi. Vertailukelpoisuuteen epäluotettavat tulokset eivät tosin vaikuta, sillä mittauksissa esiintynyt virhe on samansuuruinen sekä ahtamattomana sekä ahdettuna. Seuraava esimerkki osoittaa, miten kokonaishyötysuhde ratkaistaan ominaiskulutuksen avulla (1, s. 157–158)

$$b = q_m/P_a$$

Ratkaistaan tästä yhtälöstä $q_m = P_a$ ja sijoitetaan se hyötysuhteen lausekkeeseen.

$$\eta = 1/(bH_u)$$

Oletetaan polttoaineen alemmaksi lämpöarvoksi 42 000 kJ/kg

$$\eta = \frac{1}{280.5 \frac{g}{kWh} 42\,000 \frac{kJ}{kg}} = 1/(0.2805 \frac{kg}{(\frac{kJ}{s} 3600 s)} 42000)$$

$$\eta = 30.557$$

$$\eta = 30.5 \%$$

5.5.1 Tulokset ennen ahtamista

Pyörän teho takarenkaalta n. 150 hp (liite 1) oli hyvinkin lähellä oletettua 48 tkm ajetulta moottorilta. Ohivuotoja voidaan olettaa olevan joitain prosentteja, mutta insinööriyön kannalta niin vähän, ettei niiden korjaamiseen kannattanut panostaa. Mittauksia suoritettaessa joko aika tai kulutus mitattiin hieman virheellisesti. Tästä syystä ajettujen testisyklien kulutusta ei voinut suoraan hyödyntää ominaiskulutukseen eikä myöskään kokonaishyötysuhteeseen tulosten epäluotettavuuden takia. Tuloksia

pystyttiin hyödyntämään vasta ahdettujen tulosten yhteydessä, sillä vertailukelpoisuus säilyi virheen ilmetessä myös toisissa mittauksissa.

5.5.2 Tulokset ahtamisen jälkeen

Ahdettuna takarengasteho nousi noin 200 hv:aan asti (liite 3) ahtopaineen ollessa n. 0,5 bar ja prosentuaalisen tehonlisäyksen 33 %. Tutkittaessa tulosdataa huomataan ominaiskulutuksen ahdettuna olevan korkeampi sekä ylä-että alakierroksilla. Tämä on jo järjellä ajateltunakin oletettavaa, koska moottori joutuu pyörittämään kohtalaisen raskasta ulkoista laitetta alakierroksilla, mihin kuluu energiaa. Yläkierroksilla tehoa saadaan luonnollisesti ahdettuna enemmän, koska hapen sekä polttoaineen määrä sylintereissä kasvaa, mutta vastaavasti ominaiskulutus hieman nousee. Ahdettuna parhaan vääntömomentin tietämällä (liite 3) +7000 rpm on kuitenkin selkeä kohta, jossa moottori tuottaa pienemmällä polttoainemäärällä saman tehon.

Jo vapaamittausten taulukosta (taulukko 3) huomataan, että 3000 rpm:n mittauksessa polttoaineenkulutus oli 10 ml suurempi ahdettuna. Kulutus kasvoi 110 ml:sta 120 ml:aan, jolloin prosentuaalinen kulutuksen nousu on

$$\frac{120}{110} * 100 = 109.09 \% = 9,1 \%$$

Vapaamittausten taulukosta (taulukko 3) huomataan myös, että 7000 rpm mittauksessa polttoaineenkulutus oli 5 ml pienempi ahdettuna. Eli 155 ml:sta 150ml:aan, jolloin prosentuaalinen lasku on

$$100 - \left(\frac{150}{155}\right) * 100 = 3.225 \%$$

Tutkittaessa dynamometritestisykliä 2 havaitaan, että ahdettuna kulutus oli 15 ml pienempi. Prosentuaalinen lasku:

$$100 - \left(\frac{400}{415}\right) * 100 = 3.614 \%$$

Näinkin epätarkoilla mittauksilla on löydetty selkeä ero kierrosalueen keskelle, jossa moottori toimii kulutuksen perusteella paremmalla hyötysuhteella ahdettuna. Olisi

mielenkiintoista tutkia lisää, miten todellinen hyötysuhde käyttäytyy läpi kierrosalueen. Tarkkoja tuloksia haettaessa tulisi moottori irrottaa ja siirtää moottoripenkkiin, jossa voitaisiin ajaa pidempiä syklejä ja useamman kerran moottoria kuitenkin vaurioittamatta.

6 Yhteenveto

Tämän työn tarkoituksena oli tutkia nykyaikaisen 4-tahtimoottorin hyötysuhdetta vapaastihengittävänä sekä mekaanisesti ahdettuna. Tavoitteena oli mitata moottoria alkuperäisellä kokoonpanolla sekä rakentaa uusi kokoonpano ja mitata sitä. Insinööriytyössä oli useita osa-alueita, joista helpoimmaksi voisi luonnehtia teoreettisen pohjan opiskelua – mittaukset sekä rakentaminen yllättivät opiskelijan laajuudellaan.

Suurin mielenkiinto työssä kohdistui siihen, miten ahdin vaikuttaa polttoainetalouteen ja sitä kautta moottorin hyötysuhteeseen. Sekä dynamometri- että vapaasyklien mittausten perusteella löydettiin moottorin toiminta-alue, jossa polttoainetalous on kohentunut ja näin myös hyötysuhde. Kierrosalue alkaa noin 7000 rpm:n kohdalta ja jatkuu siitä ylöspäin. Kierrosalue ei ole normaalilla tieliikenneajokierrosalueella, mutta pidän tulosta silti merkittävänä. Vaikka moottorin tehoa lisätään ulkoisella ilmapumpulla, jossa voimanotto kampiakselilta, ei se välttämättä tarkoita hyötysuhteen nousua – päinvastoin.

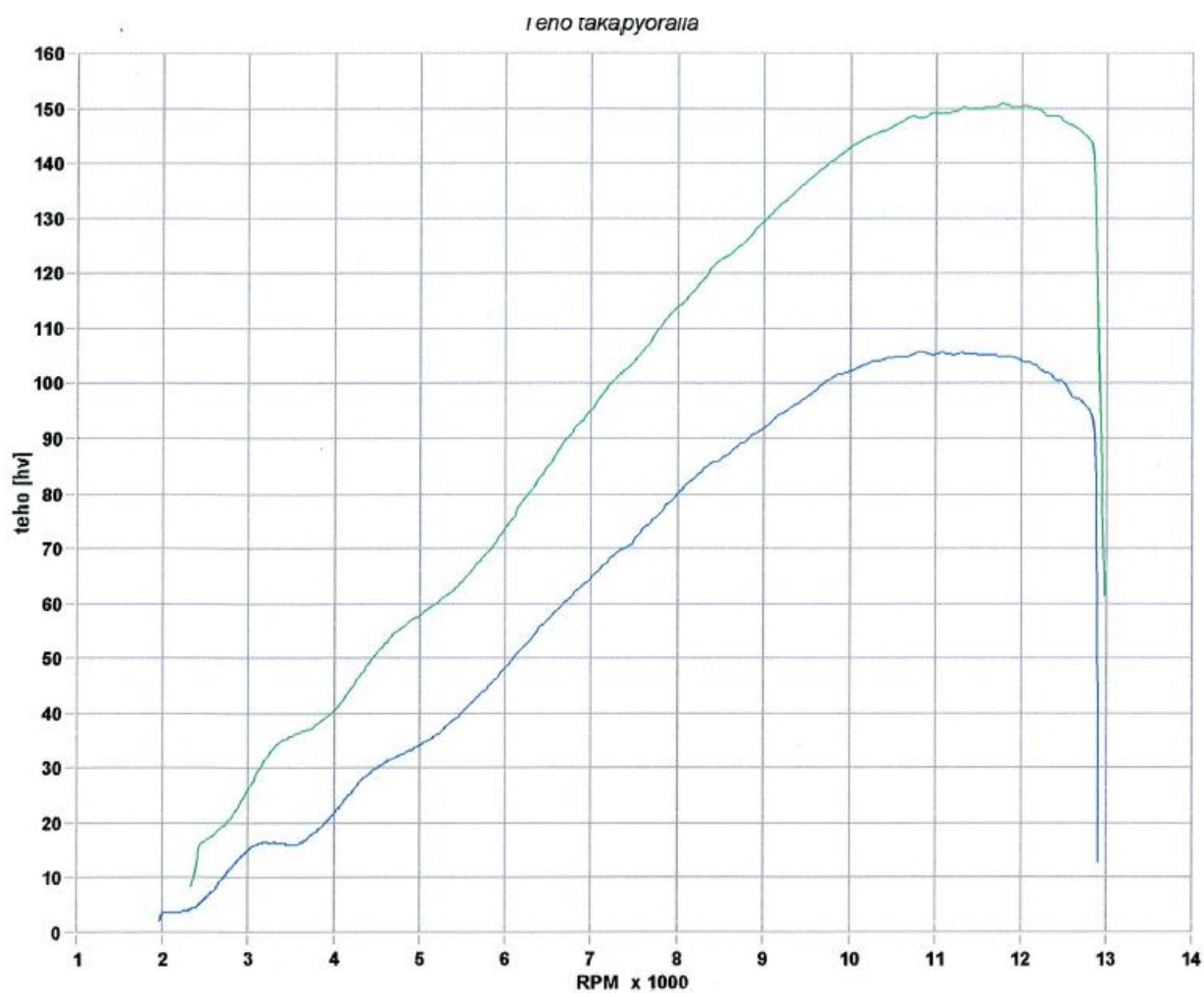
Käytännön ongelmien ratkaiseminen näytteli työssä liian suurta osaa. Kyseisen insinööriytyön aihepiiristä olisi saanut useamman työn, ja näin se olisi kannattanut jakaa. Rakentaminen tuntui välillä vaikealta ja vei turhan paljon aikaa. Mittausten suorittamiseen olisi kannattanut keskittyä enemmän ja käyttää ainakin yhden insinööriytyön verran aikaa pelkästään dynamometrillä mittaamiseen sekä laitteeseen tutustumiseen. Tässä työssä resurssit rajoittivat mittauksia. Mittaukset saatiin suoritettua resurssien puitteissa kuitenkin tyydyttävästi ja niitä pystyttiin analysoimaan riittävällä tarkkuudella. Ottaen huomioon kaikki yllämainitut tekijät oli työ varsin onnistunut kokonaisuus ja tavoitteet saavutettiin (kuva 35.) lähes määritellyllä tavalla.



Kuva 35. Kawasaki ZX-10R mekaanisella ahtimella.

Lähteet

- [1] Perttula, Jarmo. 2000. Energiatekniikka. Helsinki: WSOY.
- [2] Ahdintekniikkaa. 2001–2012. Verkkodokumentti. H.Huppertz. <http://kfz-tech.de/>
- [3] Polttomoottorin volymetrinen hyötysuhde. 18.11.2001. Verkkodokumentti. Epi Inc. http://www.epi-eng.com/piston_engine_technology/volumetric_efficiency.htm
- [4] Ottomoottorin energijakauma. 16.2.2005. Verkkodokumentti. BioAge Group. http://www.greencarcongress.com/2005/02/doe_cofunds_12_.html
- [5] Törrönen, Marko. 2008. Formula Student moottorin kehitystyö. Insinöörityö. Metropolia Ammattikorkeakoulu.
- [6] Moottorikonsepteja 2010. Verkkojulkaisu. Manousos. <http://www.camaros.net/forums/showpost.php?p=1381472&postcount=72>
- [7] Ottomoottorin kaasuläpän vaikutus pumppaushäviöihin. 2008. Verkkodokumentti. <http://forum.miata.net/vb/showthread.php?p=4729725>
- [8] Volkswagen g-ahdin. 2010. Verkkodokumentti. <http://forums.vwvortex.com/showthread.php?4987859-FS-Corrado-G60-Supercharger>
- [9] Ruuviahdin. Verkkodokumentti. 2010. www.howstuffworks.com



Laite	vm	ml	Omistaja	Teho	Vääntö	Mitattu	EC korj.
Kawasaki ZX-10R / CH-365	2004	48072	Juuso Reinikka	105.7hv / 10830 rpm	72.5Nm / 9710 rpm	28.2.2012 13:06:58	-1.1%
Kawasaki ZX-10R / CH-365	2004	48072	Juuso Reinikka	150.8hv / 11770 rpm	101.3Nm / 8470 rpm	28.2.2012 13:07:21	-1.1%

Lisätiedot

1: Remus full system. JARRULLA NO.5

2: Remus full system. ILMAN JARRUA

Laite	vm	ml	Omistaja	Teho	Vääntö	Mittattu	EC korj.
Kawasaki ZX-10R / CH-365	2004	48072	Juuso Reinikka	117.5hv / 10830 rpm	80.5Nm / 9710 rpm	28.2.2012 13:06:58	-1.1%
Kawasaki ZX-10R / CH-365	2004	48072	Juuso Reinikka	167.6hv / 11770 rpm	112.5Nm / 8470 rpm	28.2.2012 13:07:21	-1.1%

Lisätiedot

1: Remus full system, JARRULLA NO.5

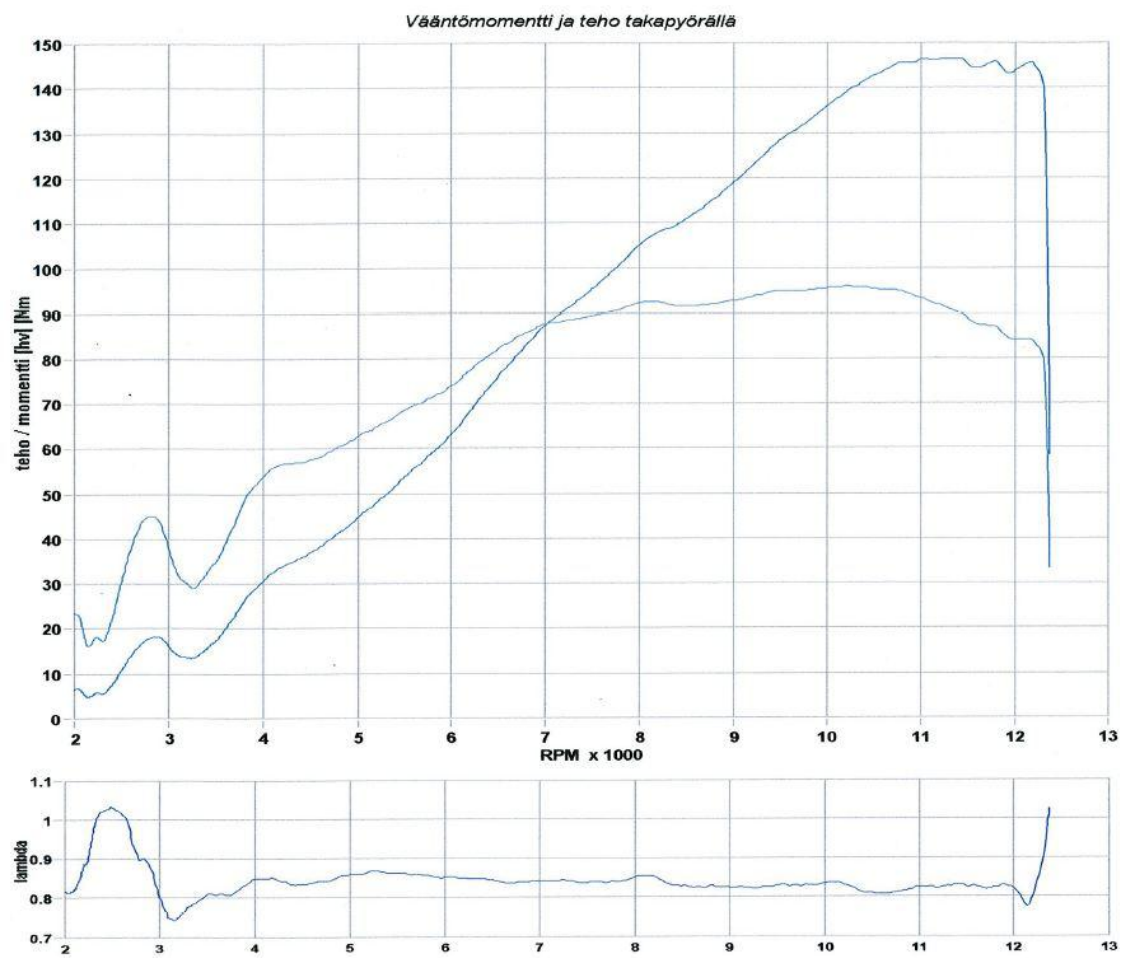
2: Remus full system, ILMAN JARRUA

Vääntömomentti ja teho takapyörällä

RPM x 1000	Power [kW]	Torque [Nm]
2	25	8
3	78	33
4	90	50
5	100	70
6	110	90
7	120	120
8	145	125
9	160	125
10	180	127
11	190	125
12	198	115
12.5	198	40

Laite	vm	ml	Omistaja	Teho	Vääntö	Mitattu	EC korj.
Kawasaki ZX-10R / CH-365	2004	48089	Juuso Reinikka	198,2hv / 11990 rpm	125.4Nm / 10100 rpm	29.8.2012 13:35:07	-0.6%
Lisätiedot 1: 100							

Jarrudynamometrimittaus ahdettuna 2



Laite	vm	ml	Omistaja	Teho	Vääntö	Mitattu	EC korj.
Kawasaki ZX-10R / CH-365	2004	0	Juuso Reinikka	146.4hv / 11220 rpm	95.9Nm / 10200 rpm	29.8.2012 15:11:43	-1.5%
Lisätiedot 1: JARRUA TEHO 5							